



Universidad
Carlos III de Madrid

Proyecto de Final de Carrera

DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y
ANCLAJES DEL SISTEMA DE
PROPULSIÓN DE UNA
MOTOCICLETA ELÉCTRICA DE
ALTAS PRESTACIONES

ALUMNO:

VÍCTOR MANUEL PONTIVEROS BERMEJO

]

INGENERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL. MECÁNICA

TUTOR:

DAVID MAURICIO ALBA LUCERO

DIRECTOR:

JUAN CARLOS GARCÍA PRADA

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011


-Dedicatoria-

Este proyecto esta dedicado a todas las personas que creyeron en mí, estuvieron siempre a mi lado y han hecho posible esta realidad gracias a su cariño, apoyo y comprensión.

Especial agradecimiento y dedicatoria a mis padres, Rosa y Manuel, pues siempre estuvieron ahí y sin su educación, cuidado y cariño nunca hubiese sido capaz de lograrlo, prácticamente el mérito es suyo.

También se lo dedico a mi hermano, Diego, demostrando así que una ingeniería se puede sacar, estudiando y con dedicación. Motivando también su idea de realizar una ingeniería como es su propósito.

Por supuesto también dedico este título a familiares que hoy en día no están aquí, pero siempre los llevaré conmigo en mi corazón, por su cariño y querer que obtuve en su día, por ello jamás me olvido de ellos y como promesa que les hice aquí desde donde quieran que estén, verán que su nieto cumplió su promesa.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

-Agradecimientos-

Estoy muy agradecido a todo el departamento entero, por su apoyo, comprensión, dedicación y ayuda.

En especial quiero agradecer su ayuda a David Mauricio Alba Lucero, por su ayuda y facilidades que me otorgó, así también a José Germán Pérez, por su recibimiento y ayuda obtenida durante el transcurso de dicho proyecto. A Juan Carlos García Prada por abrirme las puertas de su departamento. Gracias a todos por toda la información que se me dio y por compartir sus conocimientos conmigo.

También estoy muy agradecido a todos los compañeros que tuve que me mostraron su apoyo y ayuda a lo largo de toda la carrera y durante el proyecto.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

-Resumen-


El proyecto parte de la idea de conseguir una moto eléctrica con las mismas características que posee una moto de combustión de 4 tiempos de 125cc.

Para ello la idea básica del proyecto es poner un motor eléctrico del fabricante Parvex e intentar conseguir las mismas prestaciones que pudiese tener una Honda BCF 125cc, retocando elementos o diseñando elementos nuevos.

Como se ve en la memoria, en el proyecto tuvimos que diseñar un sistema de anclaje nuevo para poder acomodar el motor y su carcasa al chasis, que soportase las cargas del par motor, tensiones de la transmisión y el peso de los elementos que conforman el conjunto transmisor.


La transmisión fue también calculada y fabricada para obtener los pares necesarios en los ejes y poder lograr las velocidades estipuladas que pudiese alcanzar una moto de combustión.

En definitiva fue necesario calcular y fabricar elementos nuevos, tales como ejes, poleas, correas, rodamientos, puente de alineación, bulones y placas de anclaje, tomando como referencia el chasis original otorgado por el departamento.


		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

1 TABLA DE CONTENIDO.

1	TABLA DE CONTENIDO.....	5
2	ÍNDICE DE TABLAS.....	7
3	ÍNDICE DE FIGURAS.....	8
4	INTRODUCCIÓN.....	11
4.1	Historia de la motocicleta.....	11
4.1.1	Motocicletas eléctricas.....	13
4.2	Curiosidades.....	24
4.2.1	Implantación de motos eléctricas en fuerzas de seguridad del estado.....	24
4.2.2	La moto eléctrica más veloz del mundo a fecha actual.....	25
4.3	Motores eléctricos.....	26
4.3.1	Principio de funcionamiento.....	27
4.3.2	Características.....	28
4.3.3	Clasificación.....	29
4.3.4	Motores de CC.....	31
4.3.5	Motores de CC Brushless (Sin escobillas).....	32
4.3.6	Ventajas y desventajas de motores eléctricos en vehículos.....	34
4.4	Objetivos.....	35
5	PARÁMETROS DE DISEÑO.....	36
5.1	Motor empleado. Parvex HW635CF.....	36
5.1.1	Características generales de los motores HW6.....	37
5.1.2	Características técnicas del motor HW635CF.....	38
6	LA TRANSMISIÓN DE LA MOTOCICLETA.....	42
6.1.1	Tipos de sistemas de transmisión.....	42
6.1.2	Cálculo de la transmisión.....	45
6.1.3	Diseño de la transmisión.....	52
7	CAMISA REFRIGERANTE Y COLOCACIÓN DEL MOTOR.....	62
7.1	Modelaciones geométricas de las piezas.....	62
7.2	Selección de rodamientos y ejes.....	74
7.2.1	Ejes.....	74
7.2.2	Rodamientos.....	75
7.3	Análisis de elementos finitos de los anclajes.....	85
7.3.1	Planteamiento y distribución de cargas sobre la placa de anclaje.....	85

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

7.3.2	Análisis y resultados de la placa frente a sus esfuerzos.	92
7.3.3	Análisis y resultados del eje motor frente a sus esfuerzos.	100
8	CONCLUSIÓN FINAL.	104
9	BIBLIOGRAFÍA.....	106
10	APÉNDICE I. Características del Motor.	109
11	APÉNDICE II . Catálogos de correas y poleas.....	110
12	APENDICE III. Planos del fabricante.....	117
13	APENDICE IV. Planos de fabricación propia.	119
14	APENDICE V. Ficha técnica Honda CBF 125cc.	126
15	APENDICE VI. Catálogo de rodamientos KML. Serie NU	127

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

2 ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1. Ficha técnica Zero S.....	19
Tabla 2. Ficha técnica Vectrix Scooter.	23
Tabla 3. Ficha técnica Mission One.	25
Tabla 4. Comparación entre motores con escobillas y sin escobillas.....	33
Tabla 5. Características motor HW635CF.	38
Tabla 6. Características del resolver.	39
Tabla 7. Códigos de color	40
Tabla 8. Características de la refrigeración del motor.....	41
Tabla 9. Ficha técnica Honda CBF 125 cc	46

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

3 ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 1. Auto Moto 350 del año 1930.	12
Figura 2. Brammo Enertia.	13
Figura 3. Motocicleta TTX01 de Suzuki.	15
Figura 4. Moto Edison electric.	17
Figura 5. Detalle del logo electric.	17
Figura 6. Zero Motorcycle S.	18
Figura 7. Zero Motorcycle XU.	20
Figura 8. Zero Motorcycle DS.	20
Figura 9. Zero Motorcycle X.	20
Figura 10. Zero Motorcycle MX.	21
Figura 11. Vectrix Scooter.	22
Figura 12. Vectrix Scooter recargando.	22
Figura 13. Motos de la policía local de Arona.	24
Figura 14. Mission One.	25
Figura 15. Motor eléctrico.	26
Figura 16. Diseño del motor HW.	36
Figura 17. Motor HW.	37
Figura 18. Curvas de Par VS Velocidad de giro y Potencia VS Velocidad de giro.	38
Figura 19. Resolver CB102.	39
Figura 20. Conexiones de cable al motor.	40
Figura 21. Transmisión por Cardan.	42
Figura 22. Transmisión por correa.	43
Figura 23. Transmisión por cadena.	44
Figura 24. Honda CBF 125 cc.	45
Figura 25. Tarjeta de inspección técnica de una Kawasaki BN125.	46
Figura 26. Esquema de la transmisión.	52
Figura 27. Posición de las poleas 3 y 4.	54
Figura 28. Gráfica determinación del paso.	55
Figura 29. Perfil de T10.	56
Figura 30. Polea menor.	58
Figura 31. Polea mayor.	58
Figura 32. Correa trasera.	59
Figura 33. Conjunto transmisor 3-4.	59
Figura 34. Motor eléctrico.	62
Figura 35. Carcasa parte I.	63
Figura 36. Carcasa parte II.	63
Figura 37. Tapa de carcasa con rodamiento trasero montado.	64
Figura 38. Eje motor.	64
Figura 39. Eje auxiliar.	65
Figura 40. Resolver.	65


		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Figura 41. Ensamble motor.....	66
Figura 42. Vista explosionada de montaje.....	66
Figura 43. Anclaje izquierdo.....	67
Figura 44. Anclaje derecho.....	67
Figura 45. Puente alineador.....	68
Figura 46. Distancia entre ejes a.....	68
Figura 47. Distancia entre ejes b.....	69
Figura 48. Montaje completo. Vista I.....	69
Figura 49. Montaje completo. Vista II.....	70
Figura 50. Montaje completo. Vista III.....	70
Figura 51. Montaje explosionado.....	71
Figura 52. Tornillos de anclaje.....	71
Figura 53. Tornillos de fijación carcasa motor y resolver.....	72
Figura 54. Tornillos de fijación puente alineador.....	73
Figura 55. Gráfica selección de diámetro del eje.....	74
Figura 54. Fuerzas sobre eje motor.....	75
Figura 55. Esquema de distancias y ángulos de abrace.....	76
Figura 56. Esfuerzos debidos a las tensiones en la correa.....	76
Figura 57. Rodamiento seleccionado I.....	79
Figura 58. Fuerzas sobre eje intermedio.....	79
Figura 59. Esquema de distancias y ángulos de abrace.....	80
Figura 60. Esfuerzos debidos a las tensiones en la correa.....	80
Figura 61. Distribución de fuerzas.....	82
Figura 62. Rodamiento seleccionado II.....	84
Figura 63. Rodamiento seleccionado III.....	84
Figura 64. Apoyos.....	85
Figura 65. Reparto de fuerzas.....	86
Figura 66. Fuerzas debidas a la polea menor.....	86
Figura 67. Distribución de esfuerzos.....	87
Figura 68. Cargas sobre el eje.....	87
Figura 69. Esfuerzos en el punto de anclaje sobre el eje.....	88
Figura 70. Reacciones debidas al par y peso del motor + carcasa.....	89
Figura 71. Peso de elementos significativos.....	90
Figura 72. Propiedades del material.....	92
Figura 73. Creación del estudio en Mechanica.....	93
Figura 74. Tensiones lineales debidas a las cargas.....	93
Figura 75. Esfuerzos Von Misses I [Mpa].....	94
Figura 76. Esfuerzos Von Misses II [Mpa].....	94
Figura 77. Tensiones en el agujero 1 [Mpa].....	95
Figura 78. Gráfica tensional perimetral.....	95
Figura 79. Tensiones en el agujero 2 [Mpa].....	96
Figura 80. Gráfica tensional perimetral.....	96
Figura 81. Tensiones en el agujero 3 [Mpa].....	97
Figura 82. Gráfica tensional perimetral.....	97
Figura 83. Tensiones en el agujero 4 [Mpa].....	98



		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Figura 84. Gráfica tensional perimetral.....	98
Figura 85.Distribución de fuerzas en el eje.....	100
Figura 86.Distribución de fuerzas en el eje.....	100
Figura 87. Distribución total de esfuerzos en el eje motor.....	101
Figura 88.Tensiones lineales debidas a las cargas.	101
Figura 89. Esfuerzos Von Misses [Mpa].....	102
Figura 90. Sección crítica del eje motor I [Mpa].	102
Figura 91.Sección crítica de eje motor II [Mpa].	103
Figura 92. Gráfica tensional perimetral.....	103

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4 INTRODUCCIÓN.

4.1 Historia de la motocicleta.

Una motocicleta (*Ref 15) es un vehículo para el transporte de personas. Consta de dos ruedas y de un cuadro (estructura del vehículo). Generalmente la rueda delantera es la encargada de la dirección y la rueda trasera se ocupa de la tracción. En español se la conoce mediante la abreviatura moto.

→ Fechas importantes (*Ref 7d):

- En 1867 apareció la motocicleta a vapor. Creada por el estadounidense Sylvester Howard Roper.
- En 1885 apareció la moto de cuadro, con cuatro ruedas de madera y un motor de combustión interna. Alcanzaba 18 Km/h con 0,5 caballos de fuerza. De Wilhelm Maybach.
- En 1898 Eugéne y Michel Werner de origen ruso montaron un motor pequeño en una bicicleta la que se comenzó a fabricar.
- En 1902 se inventó la Scooter del francés Georges Gauthier. Es una moto provista de un salpicadero de protección. Fue fabricada en 1914. Tuvo una gran popularidad, sobre todo entre los jóvenes. Está compuesta por dos ruedas de poco diámetro y un cuadro abierto que permite al conductor estar sentado en vez de a horcajadas. También contiene una carrocería que protege todos los mecanismos, ofrece algún pequeño espacio de almacenaje de objetos pequeños y una rueda de recambio. Son vehículos urbanos, aunque también se pueden hacer viajes largos. Lo que destaca en este tipo de motos es la comodidad del manejo y facilidad de conducción, aunque no el desarrollo de grandes velocidades.
- En 1910 apareció el sidecar, un carro con una rueda lateral que se une a un lado de la motocicleta. Consta de un bastidor (de una sola rueda) y de una carrocería que protege al pasajero. La motocicleta que lo arrastra se convierte en un vehículo de tres ruedas y su conducción se controla mediante el giro del manillar, al no poder ejecutarse la basculación. Ya había aparecido años antes en bicicletas pero con la proliferación de los vehículos llamados “utilitarios” ha desaparecido prácticamente de la circulación.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- Después de volver de la Segunda Guerra Mundial (1945), los soldados estadounidenses parecían descontentos con las motocicletas que eran construidas por Harley-Davidson e Indian. Las motos que habían montado en Europa eran más ligeras y más divertidas de conducir. Estos veteranos comenzaron a andar con otros ex-soldados para volver a vivir algo de la camaradería que habían sentido en el servicio. Estos grupos se dieron cuenta que sus motocicletas necesitaban los cambios que Harley no les proporcionaba. Así nació la Chopper.

A partir de esta última fecha, la evolución ha sido espectacular en todos los sentidos, tanto tecnológicos, económicos, viales, ecológicos y un largo etc.... Todo de forma muy comercial con el objetivo de satisfacer la oferta y la demanda del cliente por completo y por separado.

A continuación se muestran algunas evoluciones actuales más avanzadas donde podremos ver que el motor eléctrico es ya una realidad a nivel mundial.



Figura 1. Auto Moto 350 del año 1930.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.1.1 Motocicletas eléctricas.

4.1.1.1 Nace la moto eléctrica (2007). Brammo Enertia.



Figura 2. Brammo Enertia.

La moto Brammo Enertia (*Ref. 1d) fue una de las primeras motocicletas completamente eléctrica que salió al mercado en el mundo, sin emisiones contaminantes.

Brammo es una empresa norteamericana, ubicada en Oregón, encargada de fabricar este vehículo diseñado por Brian Wismann.

4.1.1.1.1 Prestaciones y rentabilidad de consumo.

La Enertia, diseñada para un único ocupante, alcanza una velocidad máxima de 90 km/h, con una autonomía máxima de 80 km, con un peso de 125 kg, por lo que su uso se ve limitado a ciudades o trayectos muy cortos. No obstante, la Enertia supera, tanto en prestaciones como en rentabilidad del consumo (al menos a tenor de los datos ofrecidos por Brammo), a todas las motocicletas que hoy en día circulan con gas.

En todo caso, la fuerza máxima del motor (el par) es constante y desde el principio de su empleo, como es lo habitual en los motores movidos por electricidad. Sólo tarda 3,8 segundos en pasar de 0 a 55 km/h, lo que no está nada mal para un motor de estas características.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Naturalmente, una de las primeras diferencias que se notan al arrancar la Enertia es la completa ausencia de ruido. En marcha, éste será únicamente el derivado de la rodadura y la aerodinámica.

4.1.1.1.2 Seguridad y reciclaje.

El chasis está construido de acero, aunque en la parte estructural de la moto hay también fibra de carbono, es básicamente una H en la que van alojadas las seis baterías, una mitad por encima del chasis y la otra por debajo, mientras que el motor se sitúa por detrás de éstas y por delante del eje posterior. Las baterías, de litio y fosfato y de pequeño tamaño, han sido fabricadas por Valence Technologies y son lo último en tecnología por su alto grado de seguridad y facilidad de reciclaje.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.1.1.2 TTX01 / Suzuki (Prototipo).



Figura 3. Motocicleta TTX01 de Suzuki

En 2008 se presentó en Birmingham la moto eléctrica más veloz del mundo hasta ese año. Se trata de la TTX01 (*Ref. 12), una deportiva que puede alcanzar hasta 201 kilómetros por hora, con una aceleración de 0 a 100 en 3,5 segundos y una potencia comparable (según sus fabricantes) a la de una 600CC de gasolina. Está montada sobre un chasis Suzuki.

La TTX01 está considerada un paso adelante en dirección hacia un transporte libre de emisiones, pero sin dejar de lado a los miles de motociclistas para quienes conducir es una placentera opción de ocio.

Funciona con dos motores eléctricos alimentados por baterías que entregan una potencia de unos 86 caballos, y están colocados junto a la rueda trasera. Cada uno pesa once kilos, y han sido diseñados por Brighton-based Agni Motors. Con la batería cargada al máximo, la moto puede recorrer alrededor de 80 kilómetros a velocidad crucero. Para recargarla, sólo es necesario conectarla a una toma de como mínimo trece amperios y estará lista en dos horas.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.1.1.3 Scooter Edison eléctrica de Kyoto Motor (2009).

Kyoto Electric Vehicles, (*Ref. 5) empresa española con sede en Granada, puso en venta en 2009 su modelo Kyoto Edison, una motocicleta eléctrica con una potencia de 8 CV y velocidad punta de 92 km/h, capaz de recorrer 120 km con una sola recarga. Se trata de la primera motocicleta 100% eléctrica con baterías de litio cuyo precio de venta es similar o incluso inferior al de las motocicletas de gasolina de 125 cc de prestaciones comparables.

La Kyoto Edison es un Scooter biplaza que, por dimensiones, podríamos agrupar en la categoría de maxiscoters, no obstante por su reducido coste puede competir con los scooters compactos de las grandes marcas comerciales.

Su motor eléctrico funciona sin necesidad de variador ni embrague, por lo que es capaz de transmitir su par de forma instantánea a la rueda motriz a bajas revoluciones. Eso confiere a la Edison una aceleración y una capacidad de arrancada en rampa que supera ampliamente a la de muchas de sus competidoras de gasolina de precio superior. Su equipamiento incluye frenos de disco en ambas ruedas y amortiguación hidráulica delantera de gran recorrido.

Si en prestaciones la Edison compite con las scooters de gasolina de gama media, en consumo y emisiones ninguna motocicleta de gasolina resiste la comparación.

La Edison es 100% eléctrica, por lo que sus emisiones son nulas. Su motor es completamente silencioso.

Su consumo de electricidad es de unos 40 céntimos de euro a los 100 km, entre seis y ocho veces más económico que el de un Scooter de gasolina. Pero el ahorro no termina en el consumo de combustible, si no que el motor eléctrico de la Edison apenas tiene partes móviles y, por tanto, no requiere de sistema de transmisión. La motocicleta no precisa cambios de aceite ni revisiones periódicas, y las averías son muy infrecuentes y claramente localizadas.

La moto se recarga conectándola a cualquier enchufe doméstico conectado a la red y una recarga completa dura cerca de 5 horas.

Las baterías de la Edison soportan hasta 2.000 descargas completas, y muchas más si la descarga es parcial. Esto proporciona a las baterías una vida útil de más de 100.000 km.

La Edison puede adquirirse en España desde 2.299 € con baterías de litio.



		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011



Figura 4. Moto Edison electric.



Figura 5. Detalle del logo electric

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.1.1.4 Zero Motorcycle

Al igual que otras compañías, Zero Motorcycle ya dispone de motocicletas eléctricas en el mercado. La empresa tiene una alta variedad de gamas de motos eléctricas incluyendo motocicletas de trial, cross y de paseo.



Figura 6. Zero Motorcycle S.

Como vemos a continuación, se detalla la ficha técnica de la Zero Motorcycle S.

(*Ref. 1c)



		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Tabla 1. Ficha técnica Zero S.

MOTOR	
Tipo	HE, Refrigeración forzada, DC, Flujo axial
Velocidad máxima	108 Km/h
SISTEMA DE POTENCIA	
Tipo	Z-Force™ Patented Li-Ion Intelligent Power Pack
Capacidad máxima	4,4 kWh
Capacidad nominal	3,9 kWh
Esperanza de vida	112.000 km
Tipo de cargador	Integrado
Tiempo de carga standard	4 horas
Carga rápida	2,3 horas
Input	110 V o 220 V
RANGO	
Máximo	93 km
EPA UDDS	70 km
CONJUNTO TRANSMISOR	
Transmisión	Embrague único
Sistema Drive	98T / 28T, Poly Chain® GT® Carbon™ belt
CHASIS /SUSPENSION/ FRENOS	
Suspensión delantera	140mm
Suspensión trasera	151mm
Freno delantero	2 pistones hidráulicos (310x4 mm)
Freno trasero	1 pistón hidráulico (220x4 mm)
Llanta delantera	110/70-17
Llanta trasera	130/70-17
Rueda delantera	3.00x17
Rueda trasera	3.50x17
DIMENSIONES	
Batalla	141cm
Distancia asiento base	83.2 cm
Ángulo de ataque	22,7º
Trail	71mm
PESOS	
Cuadro	8,8kg
Curb	135 kg
GVWR	271kg
ECONOMÍA	
Precio de recarga	0,48 \$

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

A continuación se muestran otros modelos de la marca también comercializados.



Figura 7. Zero Motorcycle XU.



Figura 8. Zero Motorcycle DS.



Figura 9. Zero Motorcycle X.



		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011



Figura 10. Zero Motorcycle MX.

Como hemos podido apreciar esta marca tiende a especializarse más en motocicletas de campo que urbanas.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.1.1.5 Vectrix

Otra compañía que fue pionera en la comercialización de motos eléctricas fue la estado unidense Vectrix, teniendo ya sedes por todo el mundo.



Figura 11. Vectrix Scooter.

En la actualidad, la compañía esta pasando por malos momentos, debido a una serie de problemas financieros tales como dificultades para lograr financiación. Los primeros signos de problemas surgieron cuando a finales de septiembre de 2008 no presentaron los informes y resultados de ese año. Esto provocó que el mercado de valores de Londres detuviese su cotización en bolsa.



Figura 12. Vectrix Scooter recargando.

Vectrix, continuará buscando financiación y además no se descarta otro tipo de


		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

solución, como la fusión con otra compañía o la venta de sus valores, lo que si está claro es la reducción de su plantilla llevada a cabo en el último año (*Ref. 1b).

A continuación podemos apreciar la ficha técnica de su Scooter eléctrica (*Ref. 2):

Tabla 2. Ficha técnica Vectrix Scooter.

Tipo de vehiculo	Maxi-Scooter biplaza
Tipo de construcción	Aluminio
Tracción	Eléctrica
Carga máxima admisible	425 kg
Masa en vacío	210 kg
Velocidad máxima	110 km/h
Autonomía	110 km en uso urbano
Aceleración	0-80 km/h en 6,8s
Distancia entre ejes	1525mm
Altura asiento	774mm
Frenos	Disco/disco, con sistema de frenado regenerativo
Neumático delantero	120/70 R14
Neumático trasero	140/60 R13
Tipo de motor	DC sin escobillas
Par motor	65 Nm
Potencia máxima	20kW (27 CV)
Batería	125 V-30Ah
Cargador	110-230 V , 1,5 kW
Tiempo de carga	3-5 horas
Punto de carga	Enchufe estándar 230V/16 A con RCD

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.2 Curiosidades

4.2.1 Implantación de motos eléctricas en fuerzas de seguridad del estado.

La implantación de las motos eléctricas, en colectivos estatales como es la policía municipal de Arona (Tenerife), es una apuesta clara de esta nueva fuente de energía en los vehículos de automoción. (*Ref. 9)



Figura 13. Motos de la policía local de Arona.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.2.2 La moto eléctrica más veloz del mundo a fecha actual.

La “Mission One”, de Mission Motors, ha superado los 259Km/h por hora en Salt Lake, una marca de velocidad espectacular incluso para un motor de explosión en la categoría de “single pass run”. (*Ref. 10)




Figura 14. Mission One.

A continuación de muestra la ficha técnica de dicha motocicleta. (*Ref. 11)

Tabla 3. Ficha técnica Mission One.

Tipo	350, AC de tres fases, ac- agua
Batería	Polímero de ión-litio
Potencia max.decl.	136CV a 6500 rpm
Par max. decl.	156Nm
Autonomía	110-240 km
Tiempo de recarga	2 horas a 240 V
Transmisión	Cadena
Chasis	Tubular acero
Par máximo	117 Nm a 8000rpm
Suspensión delant.	Horq. Invert, 43mm Ohlins
Suspensión tras.	Basc. Alum, 1 amort. Ohlins TTX36
Freno delant.	2D. 310mm
Freno tras.	D. 280mm
Entre ejes	1455mm
Peso y reparto	239kg - 53/47%
Neumáticos	120/70-17, 190/55-17

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011


4.3 Motores eléctricos.

El motor es un elemento indispensable en un gran número de equipos electrónicos. El conocimiento de su forma de trabajo y sus propiedades es imprescindible para cualquier técnico o aficionado que emplee estos componentes para el montaje o mantenimiento de dichos equipos, con el objeto de poder efectuar la elección del modelo más adecuado y así poder obtener el mejor rendimiento de los mismos. La misión fundamental del motor eléctrico es la de transformar la energía eléctrica, que se le suministra, en una energía mecánica que será la que se emplea para poner en movimiento el mecanismo del equipo en el que se instale.

El funcionamiento de un motor, en general, se basa en las propiedades electromagnéticas de la corriente eléctrica y la posibilidad de crearla partir de ellas, unas determinadas fuerzas de atracción y repulsión encargadas de actuar sobre un eje y generar un movimiento de rotación. (*Ref 15)



Figura 15. Motor eléctrico.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.3.1 Principio de funcionamiento.

El principio de funcionamiento del motor se basa en la ley de Faraday que indica que cualquier conductor que se mueva en el seno del campo magnético de un imán se generará una D.D.P entre sus extremos proporcional a la velocidad de desplazamiento. Si en lugar de un conductor rectilíneo con terminales en circuito abierto se introduce un anillo conductor con los extremos conectados a una determinada resistencia y se hace girar en el interior del campo, de forma que varíe el flujo magnético abrazado por la misma, se detectará la aparición de una corriente eléctrica que circula por la resistencia y que cesará en el momento en que se detenga el movimiento.

Normalmente en un motor se emplea un cierto número de espiras devanadas sobre un núcleo magnético de forma apropiada y también en algunas ocasiones se sustituye el imán permanente creador del campo por un electroimán, el cual produce el mismo efecto cuando se le aplica la corriente excitadora. A este último elemento (imán o electroimán) se le denomina inductor, el conjunto espiras y núcleo móviles constituyen el inducido.

El sentido de la corriente eléctrica que circula por el inducido está definido mediante la Ley de Lenz, que indica que toda variación que se produzca en el campo magnético tiende a crear un efecto en sentido opuesto que compense y anule la causa que la produjo. Si esta ley se aplica a nuestro caso nos indicará que la corriente inducida creará un campo magnético para que se oponga al movimiento de la misma lo que obligará a aplicar un determinada energía para mantener el movimiento la cual dependerá lógicamente de la intensidad de la corriente generada y del valor de la resistencia de carga (R_c), pudiendo calcularse como el producto de la energía consumida en la carga por un número que expresará el rendimiento de la conversión.

Ahora bien, todos los fenómenos expresados corresponden al efecto opuesto al de un motor, es decir, que mediante el sistema descrito se genera un corriente eléctrica a partir de un movimiento mecánico, lo que corresponde al principio de funcionamiento de un dinamo, sin embargo, al ser dicho efecto reversible, bastará con invertir los papeles, y si en lugar de extraer corriente del inducido, se le aplica un determinada tensión exterior se producirá la circulación de una cierta intensidad de corriente por las espiras y éstas comenzarán a girar, completándose así el motor.

Es importante considerar que teniendo en cuenta la ley de Lenz, mencionada anteriormente, al girar el rotor se creará en el mismo una determinada tensión eléctrica, de sentido contrario al exterior, que tenderá a oponerse al paso de la corriente para compensar así las variaciones de flujo magnético producidas, denominada fuerza contraelectromotriz (FCEM). (*Ref.8)

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.3.2 Características.

Normalmente los motores se caracterizan por dos parámetros que expresan directamente sus propiedades. Dichos parámetros son los siguientes:

- Velocidad de rotación
- Par motor

La primera indica el número de vueltas por unidad de tiempo que produce el motor y depende por completo de la forma de construcción del mismo, de la tensión de alimentación, así como de la carga mecánica que se acople a su eje, aunque esto último no es aplicable a un tipo especial de motores denominados síncronos o sincrónicos. Las unidades empleadas son las revoluciones por minuto (r.p.m.) y las revoluciones por segundo (r.p.s.).

El par motor expresa la fuerza de actuación de éste y depende lógicamente de la potencia que sea capaz de desarrollar dicho motor, así como de la velocidad de rotación del mismo. El concepto de par motor es importante a la hora de elegir un modelo para una aplicación determinada; se define como la fuerza que es capaz de vencer el motor multiplicada por el radio de giro. Esto significa que no supone lo mismo mover, por ejemplo, una polea que transmita una fuerza de 10kg., con un radio de 5cm. que con otro radio de 10cm., ya que el par motor será, en el segundo caso, el doble que el del primero. Las unidades de medida suelen ser el kg x cm o bien, el g x cm.

Además de estos factores también se consideran otros, tales como las condiciones de arranque, la potencia absorbida y el factor de potencia.

Existe una relación matemática que liga ambos parámetros, ya que como se ha indicado, no son independientes entre sí; dicha relación se expresa por la siguiente fórmula.

$$M = 0,95 \times P/N$$

Donde M es el par motor expresado en kg. por cm., P es la potencia absorbida en Watts y N es la velocidad en revoluciones por minuto. (*Ref.8)

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.3.3 Clasificación.

En función de la corriente empleada para la alimentación del motor, que define por completo las características constructivas del mismo, se pueden clasificar los motores en tres grandes grupos:

- Motores de corriente continua
- Motores de corriente alterna
- Motores universales

En los motores de CC es necesario aplicar al inducido una CC para obtener movimiento, así como al inductor en el caso de que éste sea del tipo de electroimán, conociéndose a esta última con la denominación de corriente de excitación. Su construcción suele estar realizada mediante un inductor cilíndrico hueco (imán o electroimán) que contiene un cierto número de pares de polos magnéticos (Norte-Sur), que se conoce con el nombre de Estátor. En su interior se encuentra el inducido o rotor también cilíndrico sobre el cual se encuentra el arrollamiento. El eje está acoplado mediante rodamiento o cojinetes para permitir el giro y dispone de una superficie de contacto montada sobre un dispositivo llamado colector sobre el que se deslizan los contactos externos o escobillas.


Los motores de corriente alterna son los que se alimentan de este tipo de excitación y comprende dos tipos, con propiedades bastantes diferenciadas:

- Motores asíncronos
- Motores síncronos

Los motores asíncronos, también conocidos con el nombre de motores de inducción, basan su funcionamiento en el efecto que produce un campo magnético alterno aplicado a un inductor o estátor sobre un rotor con una serie de espiras sin ninguna conexión externa sobre el que se inducen unas corrientes por el mismo efecto de un transformador.

Por lo tanto, en este sistema solo se necesita una conexión a la alimentación, que corresponde al estator, eliminando el sistema de escobillas que se precisa en otros tipos de motores.

Los motores síncronos están constituidos por un inducido que suele ser fijo, formando, consecuentemente, el estator sobre el que se aplica una corriente alterna y por un inductor o rotor formado por un imán o electroimán que contiene un cierto número de pares de polos magnéticos. El campo variable del estator hace girar al rotor

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

a una velocidad fija y constante de sincronismo que depende de la frecuencia alterna aplicada. De ello deriva su denominación de síncronos. Los motores universales son aquellos que pueden recibir alimentación tanto continua como alterna, sin que por ello se alteren sus propiedades. Básicamente responden al mismo principio de construcción que los de CC pero excitando tanto a inductor como a inducido con la misma corriente, disponiendo a ambos en serie sobre el circuito de alimentación. (*Ref. 8)

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.3.4 Motores de CC.

Según se ha mencionado, un motor de CC está compuesto por un imán fijo que constituye el inductor y un bobinado denominado inducido que es capaz de girar en el interior del primero, cuando recibe una CC.

Suponiendo un motor elemental, si sobre la bobina se hace pasar una corriente se creará en la misma un campo magnético que la hará girar al crearse una fuerza de atracción y repulsión con respecto al imán del estator. Durante este giro se produce una serie de efectos que condicionan la construcción del motor, el primero de ellos se produce cuando se enfrentan dos polos de distinto signo, momento en que la atracción será máxima y la bobina tiende a detenerse, sin embargo, por inercia pasará de largo pero el sentido de giro se invertirá y se volverá hacia atrás deteniéndose al cabo de unas cuantas oscilaciones.

Ahora bien, si en el momento en que los polos opuestos se enfrentan, se invierte el sentido de la circulación de la corriente de la bobina, automáticamente se producirá un cambio de signo en los polos magnéticos creados por la misma, dando origen a que aparezcan unas fuerzas de repulsión entre ellos que obligará a aquella a seguir girando otra media vuelta, debiéndose invertir la corriente nuevamente y así sucesivamente.

El método empleado para producir estos cambios es el de dividir el anillo colector, por el que recibe la bobina la corriente de alimentación, en dos mitades iguales separadas por un material aislante, que giran deslizándose sobre dos contactos eléctricos fijos o escobillas, uno conectado al polo positivo y el otro al negativo.

De esta forma dichos contactos cruzaran dos veces por cada rotación la división entre los semi anillos, invirtiéndose así el sentido de circulación de la corriente de la bobina. (*Ref. 7b)

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.3.5 Motores de CC Brushless (Sin escobillas).

Los motores de corriente continua sin escobillas (BLDC) son uno de los tipos de motores que más popularidad ha ganado en los últimos años.

Actualmente los motores BLDC se emplean en sectores industriales tales como: automóvil, aerospacial, consumo, medicina y equipos de automatización e instrumentación.

Los motores BLDC tienen la característica de no emplear escobillas en la conmutación para la transferencia de energía. En este caso, la conmutación se realiza electrónicamente. Esta propiedad elimina el gran problema que poseen los motores eléctricos convencionales con escobillas, los cuales producen rozamiento, disminuyendo el rendimiento del motor, a la vez que desprenden calor, son ruidosos y requieren de una sustitución periódica y, por tanto, de un mayor mantenimiento.

(*Ref. 7c)

Los motores BLDC tienen muchas ventajas frente a los motores DC con escobillas y frente a los motores de inducción. Entre ellas se pueden señalar las siguientes:

- Mejor relación de velocidad-par motor
- Mayor respuesta dinámica
- Mayor eficiencia
- Mayor vida útil
- Menor ruido
- Mayor rango de velocidades

Además, la relación par motor-tamaño es mucho mayor, lo que implica que se pueda emplear en aplicaciones donde se trabaje con un espacio reducido, como en nuestro caso puede ser el de una motocicleta.

Por otra parte, los motores BLDC tienen las desventajas que a continuación se señalan:

- Poseen un mayor coste
- Requieren un control bastante más complejo

A continuación mostraremos una tabla comparativa entre un motor con escobillas y otro sin escobillas. (*Ref. 13)

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Tabla 4. Comparación entre motores con escobillas y sin escobillas.

	Motor brushless	Motor brushed
Conmutación	Conmutación electrónica basada en sensores de posición de efecto Hall en algunos casos.	Conmutación por escobillas
Mantenimiento	Mínimo	Periódico
Durabilidad	Mayor	Menor
Curva Velocidad / par	Plana. Operación a todas las velocidades con la carga definida	Moderada. A altas velocidades la fricción de las escobillas se incrementa, reduciendo el par.
Eficiencia	Alta. Sin caída de tensión por la ausencia de escobillas.	Moderada
Potencia de salida / Tamaño	Alta. Menor tamaño debido a mejores características térmicas porque los bobinados están en el estator, que al estar en la carcasa tiene una mejor disipación de calor.	Baja. El calor producido en la armadura es disipado en el interior aumentando la temperatura y limitando las características.
Inercia del rotor	Baja. Debido a los imanes permanentes en el rotor	Alta. Limita las características dinámicas.
Rango de velocidad	Alto. Sin limitaciones mecánicas impuestas por escobillas/conmutador.	Bajo. El límite lo imponen principalmente las escobillas
Ruido eléctrico generado	Bajo.	Arcos en las escobillas
Coste de construcción	Complejo y caro	Simple y barato.
Control		
Requisitos de control	Un controlador es requerido siempre para mantener el motor funcionando. El mismo puede usarse para variar la velocidad.	No se requiere control si no se requiere una variación de velocidad.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.3.6 Ventajas y desventajas de motores eléctricos en vehículos.


Ventajas:

- Este tipo de vehículo no emite gases contaminantes al medio ambiente.
- No presentan desechos como aceites, filtros, repuestos, etc., que a posteriori podrían contaminar el medio ambiente.
- Pueden ser utilizados de dos formas: ya sea con un motor híbrido (usando combustión y electricidad) o solamente uno eléctrico.
- Mientras que en los autos que usan combustible derivado del petróleo, rinden alrededor de 800 Km por estanque siendo eso un costo de 60 dólares, los autos eléctricos rinden 400 Km aproximadamente, lo que tiene un costo de 7 dólares. En el caso de una motocicleta es similar, alrededor de 190 Km por estanque de combustible frente a 120 Km en una motocicleta eléctrica. Con lo cual podemos afirmar que comparando el precio del petróleo y de la energía eléctrica, es mucho más barato y económico.

Desventajas:

- Poseen poca autonomía, generalmente no más de 8 hrs.
- Necesitan un tiempo de carga, lo que conlleva a que el vehículo esté detenido.
- Su batería no puede ser cargada en cualquier lugar, pues habrá que verificar la tensión en la toma que de carga se efectúe y comprobar si cumple la tolerancia de las baterías.
- Son de baja potencia.
- Son de tamaño pequeño.
- En nuestro país no hay un mercado de repuestos.
- Tienen un alto precio.

(*Ref. 13 y 14)

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

4.4 Objetivos.

Basándose en el diseño tradicional de una motocicleta, se pretende realizar las adaptaciones y rediseño necesario en el chasis, puntos de anclaje, suspensión y demás elementos. Como resultado se pretende obtener un prediseño de una motocicleta eléctrica de prestaciones superiores a las existentes en el mercado.

Supongamos que nuestra tarea consiste en que sobre una motocicleta de gasolina, tenemos que quitar el motor de combustión y poner un motor eléctrico, rediseñando distintos elementos de la transmisión y anclajes, de la forma más económica posible.

Para ello nos fijaremos en una motocicleta competitiva de 125 cc de motor de combustión e intentaremos mantener todas sus prestaciones iguales con un motor eléctrico.

Por otro lado, intentaremos usar el mayor número de elementos de la moto anterior, como es el chasis o el voladizo posterior.

Así pues ciñéndonos a dichos elementos debemos conseguir un óptimo anclaje del motor sobre el chasis teniendo considerando puntos de referencia, espacio, materiales y costes, al igual que una óptima y correcta transmisión de potencia desde el motor hasta la rueda motriz que es la trasera.

5 PARÁMETROS DE DISEÑO.

5.1 Motor empleado. Parvex HW635CF.

El motor que se implantará en nuestra motocicleta, será el HW635CF de Parvex. Se trata de un motor eléctrico síncrono de corriente continua o directa, sin escobillas. Este motor se apoya en una técnica de reflujo electromagnético que permite altos pares (N.m) a velocidades pequeñas (rpm). Con esta técnica no existen corrientes en el rotor ni pérdidas de hierro en su laminación. Otra ventaja es la gran capacidad de aceleración del motor.

Este motor básicamente se constituye de un rotor, un estator y un resolver (sensor de posición). El estator será refrigerado con agua y así podremos conseguir mayores pares debido a que su temperatura no se incrementa demasiado y de esta manera, el rotor tampoco adquiere temperaturas elevadas de funcionamiento. (*Ref.16 y 17)

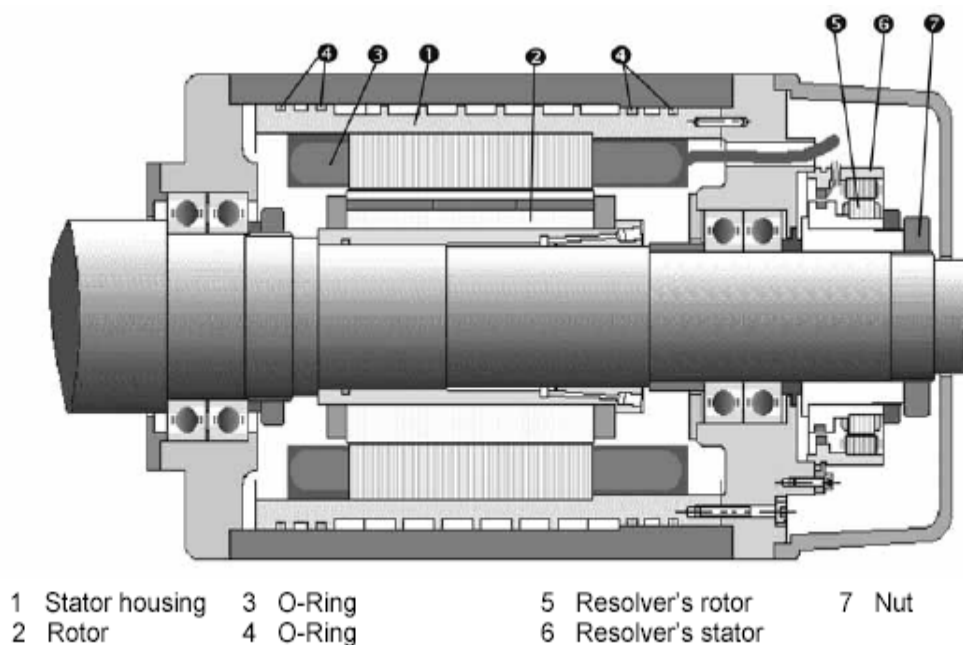



Figura 16. Diseño del motor HW.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

5.1.1 Características generales de los motores HW6.

a) Características eléctricas:

- No hay pérdidas en el rotor.
- Par máximo tras el arranque.
- Par constante hasta la velocidad base.
- Potencia constante desde la velocidad base hasta la máxima velocidad.
- Amplio rango de potencias constantes de 1:20.

b) Construcción estándar:

- Estator con envolvente térmica.
- Camisa plástica para evitar el viento y favorecer la transferencia térmica.
- Armazón de aluminio para prevenir corrosión.
- Imanes permanentes en el rotor.
- Lubricante en el rotor mediante aceite para prevenir balanceos.
- Protección térmico mediante “switch” en el rango de 125 °C +/- 5°C.
- Aislamiento clase F.
- Rotor preparado para ser montado mediante anillos de tolerancia. (*Ref.16 y 17)



Figura 17. Motor HW.

5.1.2 Características técnicas del motor HW635CF.

En la siguiente tabla se recogen los datos técnicos del motor que nos facilita el fabricante de dicho motor.

Tabla 5. Características motor HW635CF.

MOTOR	Digivex Drive	Par S1/S3 [N.m]	Potencia S1/S3 [kw]	Velocidad Base/Max [rpm]	Inercia motor [kg.m ²]	Peso [kg]	Potencia Max [kw]
HW635CF	50/80	15/18	15/18	9550/30000	0,003	11	19,2

El fabricante nos proporciona gráficamente las relaciones Par motor / Velocidad de giro y Potencia / Velocidad de giro.

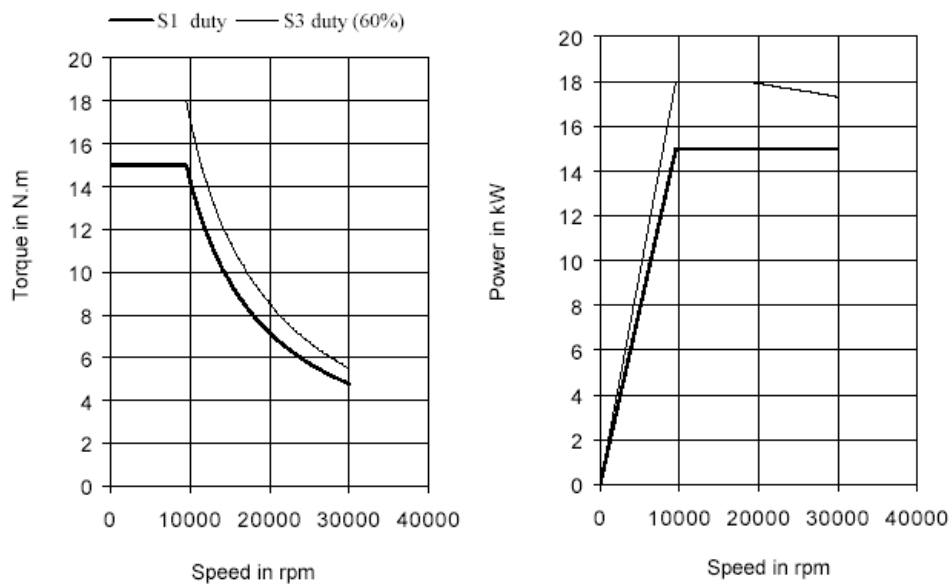



Figura 18. Curvas de Par VS Velocidad de giro y Potencia VS Velocidad de giro.

(*Ref.16 y 17)

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

5.1.2.1 Resolver.

Dentro de las gamas de resolvers usados, el nuestro puede montar dos tipos:

Tabla 6. Características del resolver.

Resolver	Velocidad Max. [rpm]	Precisión del resolver	Precisión de resolver Digivex +	Pares de polos
CB52	50.000	+/-6	+/-11	1
CB102	32.000	+/-10	+/-15	1

A continuación se observa el aspecto del resolver que lleva nuestro motor instalado.



Figura 19. Resolver CB102.

El ángulo de giro que debe garantizar dicho resolver, es de 130° según nos indica el fabricante.

Por cuestiones geométricas se montará el CB102. (*Ref.16 y 17)

5.1.2.2 Conexiones.

Las conexiones del motor deben realizarse a un servo amplificador acorde a las pautas del manual Digivex*. El código de colores que a continuación se detalla ha de ser respetado.

*Apéndice I.

Señal	Color
U	Negro
V	Blanco
W	Rojo
Interrupor térmico	Amarillo
Interrupor térmico 2	Amarillo

Tabla 7. Códigos de color

Nuestro motor debe tener un cable de potencia con una sección de 6mm² según fabricante. (*Ref.16 y 17)

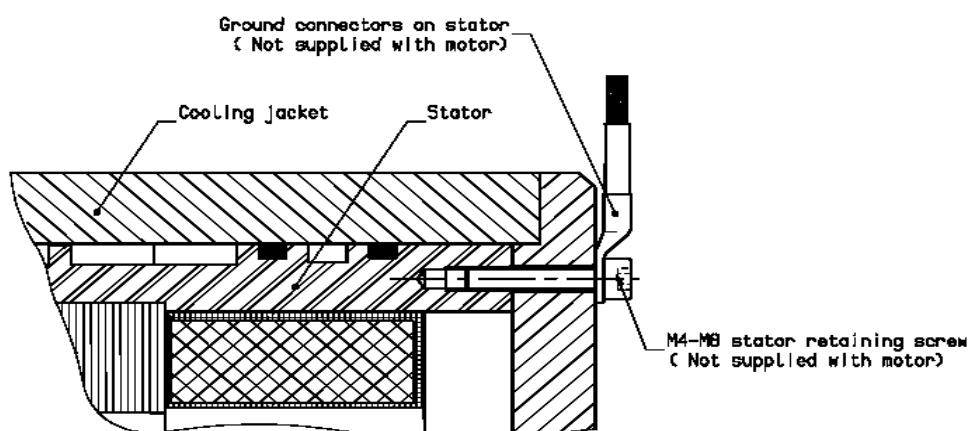


Figura 20. Conexiones de cable al motor.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

5.1.2.3 Sistema refrigerador del motor.

Los motores son refrigerados por agua, con la adición de algún agente químico anticorrosivo. En la siguiente tabla se recogen las características según fabricante del motor empleado. (*Ref.16 y 17)

Tabla 8. Características de la refrigeración del motor.

Motor	Caudal [l/min]	Velocidad Max. [rpm]	Perdidas de potencia del motor a velocidad Max. [kw]	Temperatura de entrada del refrigerante [°C]	Temperatura de salida del refrigerante [°C]
HW635CF	5	30.000	1,8	25	31

A continuación se recomienda un posible agente químico anticorrosivo, indicando su campo de aplicación y su consiguiente descripción.

AW-PROTECT

21-210

Líquido orgánico inhibidor de corrosión para cobre y aleaciones con contenido de cobre en circuitos de refrigeración. (*Ref.18)

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

6 LA TRANSMISIÓN DE LA MOTOCICLETA.

6.1.1 Tipos de sistemas de transmisión.

6.1.1.1 Transmisión por cardan.

El cardán es un componente mecánico, descrito por primera vez por Girolamo Cardano, que permite unir dos ejes que giran en ángulo uno respecto del otro. Su objetivo es transmitir el movimiento de rotación de un eje al otro a pesar de ese ángulo.

En los vehículos de motor, el cardán se suele utilizar como parte del árbol de transmisión, que lleva la fuerza desde el motor situado en la parte delantera del vehículo hacia las ruedas trasera. El principal problema que genera el cardán es que, por su configuración, el eje al que se le transmite el movimiento no gira a velocidad angular constante.

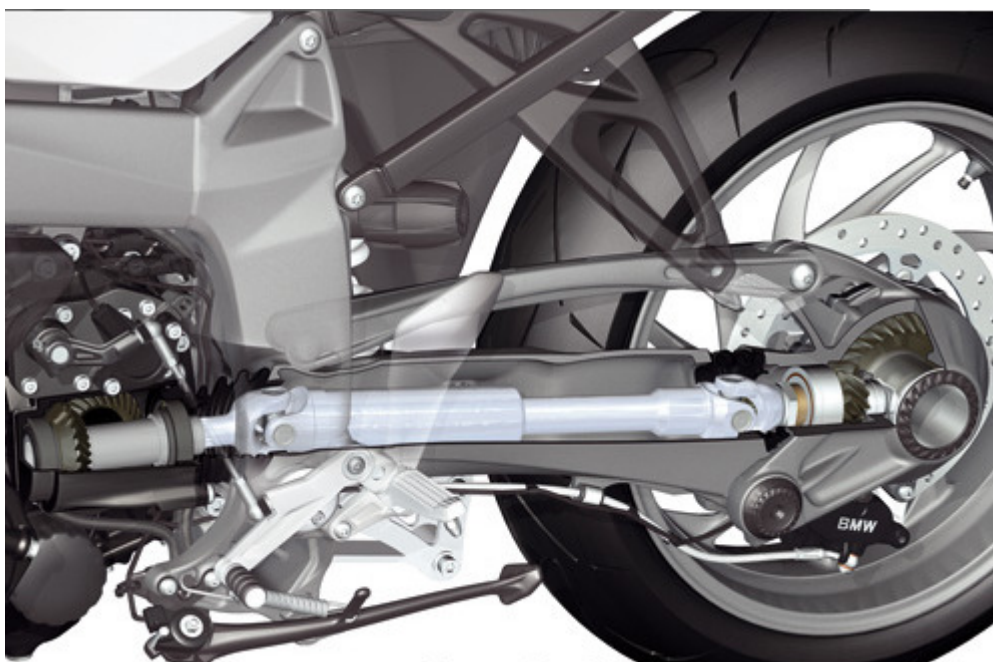



Figura 21. Transmisión por Cardan.

El cardán es fácilmente observable en camiones por su tamaño abultado, en los que el árbol de transmisión se observa como una larga pieza de metal que rota sobre sí misma cuando el vehículo está en marcha. Está ubicada longitudinalmente entre el motor y el tren trasero donde están montadas las ruedas, pudiéndose observar un cardán típico en el acople con el diferencial o a la salida de la caja de cambios. (*Ref. 15 y 19)

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

6.1.1.2 Transmisión por correas.


Se conoce como correa de transmisión a un tipo de transmisión mecánica basado en la unión de dos o más ruedas, sujetas a un movimiento de rotación, por medio de una cinta o correa continua, la cual abraza a las primeras en cierto arco y en virtud de las fuerzas de fricción en su contacto arrastra a las ruedas conducidas suministrándoles energía desde la rueda motriz.

Es importante destacar que las correas de transmisión basan su funcionamiento fundamentalmente en las fuerzas de fricción, esto las diferencia de otros medios de flexibles de transmisión mecánica, como son las cadenas de transmisión y las correas dentadas, las cuales se basan en la interferencia mecánica entre los distintos elementos de la transmisión.

Las correas de transmisión son generalmente hechas de goma, y se pueden clasificar en varios tipos: planas, trapezoidales, redondas, multi V, dentadas... (*Ref.15 y 19)



Figura 22. Transmisión por correa.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

6.1.1.3 Transmisión por cadena.

Se usan para transmitir el movimiento de los pedales a la rueda en las bicicletas o dentro de un motor para transmitir movimiento de un mecanismo a otro, por ejemplo, del cigüeñal al árbol de levas.


Hay algún modelo de bicicleta que usa un cardán para transmitir el movimiento a las ruedas. Sin embargo, el sistema de cadena da una cierta elasticidad que ayuda a iniciar el movimiento, sobre todo en cuestas. Su inconveniente es que se puede enganchar y es más débil que un cardán. Existe un dispositivo llamado falcon utilizado para absorber parte de la vibración de la cadena lo que impide la fragmentación de algún eslabón.

En los motores se usan cadenas para el árbol de levas porque necesita cierta fuerza. Las correas se usan para otros mecanismos de menos potencia como la bomba de agua o el alternador.

Cada vez se tiende más a sustituir la cadena del árbol de levas por una correa, ya que hace que el motor sea menos ruidoso. A cambio, hay que sustituir la correa con más frecuencia que una cadena y consume un poco más de potencia del motor. (*Ref.15 y 19)



Figura 23. Transmisión por cadena.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

6.1.2 Cálculo de la transmisión.

Una vez descrito nuestro motor a emplear y sabiendo sus características, el primer paso a dar, en diseño, será el de calcular la transmisión.

Para ello nos fijaremos en las características técnicas de una moto de gasolina de 125 cc. Como las prestaciones de estos vehículos de 125 cc son similares, la moto escogida es la moto CBF 125 de Honda, con sus correspondientes características técnicas: (*Ref.1a)



Figura 24. Honda CBF 125 cc.


		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011


Tabla 9. Ficha técnica Honda CBF 125 cc .

MOTOR	
Tipo	Monocilíndrico. 4 tiempos, 2 válvulas, SOHC y refrigeración por aire
Cilindrada	124,7 cm ³
Diámetro x carrera	52,4 x 57,8 mm
Relación de compresión	9,2:1
Potencia máxima	8,3 kW (11,1 CV) / 8000rpm
Par máximo	11,2 Nm/ 6250 rpm
Velocidad de relentí	1500rpm
Capacidad de aceite	1,1 litros

Comparando dichos datos con la ficha de inspección técnica, de una moto de similar características, como es la Kawasaki Eliminator BN125, ya matriculada en España, se observa que más o menos son de la misma categoría y, por tanto, nuestra moto eléctrica debe ser también de estas mismas características.

Clasificación del vehículo:		Nº CERTIFICADO
Marca: Kawasaki Tipo: BN125A Variante: Eliminator Denominación comercial: DUMINIA Peso (kg): 148 MTMA/MMA (Kg): 150 MTMA/MMA 1º E (kg): 150 MTMA/MMA 2º E (kg): 150 MTMA/MMA 3º E (kg): 150 MTMA/MMA 4º E (kg): 150 MMR S/F, c/F (kg): 150 Neumáticos: 2.17 Nº de asientos: 2 Volumen de bodega: 15		Clase: 125 Altura total (mm): 1080 Anchura total (mm): 780 Via anterior/posterior (mm): 1350 Longitud total (mm): 2050 Voladizo posterior (mm): 150 Distancia eje 1º/2º (mm): 1100 Distancia eje 2º/3º (mm): 1100 Distancia eje 3º/4º (mm): 1100 Distancia 5ª rueda/ult. (mm): 1100 Motor: Marca: Kawasaki Tipo: G-BN125AB Nº Cilindros/Cilindrada (cm³): 1/124.7 Potencia fiscal/real (C.V./KW): 11.1/8.3

Figura 25. Tarjeta de inspección técnica de una Kawasaki BN125.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

6.1.2.1 Prestaciones:

Se pretende hacer un estudio de las prestaciones de nuestra moto, para ello, se calcularán las magnitudes mas significativas de la moto que determinarán de forma mecánica, aerodinámica y energética su comportamiento.

- **Velocidad lineal máxima:**

$$V_{\max} = 120 \text{ km/h}$$

- **Cálculo del diámetro de la moto:** (*Ref.19)

100 es el ancho de la rueda en milímetros (mm)

90(el perfil) es el % del ancho.

17 es el diámetro de la llanta en pulgadas.

Para calcular el diámetro, se calcula el 90% de 100

$$100 \times 0.90 = 90 \text{ mm}$$

A continuación se pasan las 17" a mm, para ello multiplicaremos por 25.4

$$17 \times 25.4 = 431.8 \text{ mm}$$

Seguidamente queda sumar el diámetro de la llanta y el perfil de la goma dos veces, ya que para diámetro, se suma la goma por encima y por debajo.

$$\text{El diámetro es } 90 + 431.8 + 90 = 611.8 \text{ mm que pasados a cm son } 61.18 \text{ cm}$$

$$D = 61.18 \text{ cm}$$

- **Velocidad del motor a velocidad máxima:** (*Ref.19)

$$\omega_r = v/r_e \text{ ; Donde } r_e \text{ es el diámetro efectivo}$$

$$r_e = r(1 - \epsilon) \text{ ; Donde } \epsilon = 0.03 \text{ debido al rozamiento entre la rueda y el suelo.}$$

$$\text{Obteniendo: } \omega_r = v/r(1 - \epsilon) = [120 \times (1000 / 3600)] / [0.3059 (1 - 0.03)] = 112.33 \text{ rad/s}$$

$$\omega_r = 1072.75 \text{ rpm}$$

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- **Relaciones de transmisión:** (*Ref.19)

Partiendo de la fórmula general del cálculo del coeficiente de transmisión, se calculan diferentes relaciones de transmisión en función de las distintas velocidades del motor.

$$K_t = \omega_{\text{motor}} / \omega_r$$

$$K_t (\omega_m = 12.000 \text{ rpm}) = 11,18$$

$$K_t (\omega_m = 11.000 \text{ rpm}) = 10,25$$

$$K_t (\omega_m = 10.000 \text{ rpm}) = 9,32$$

$$K_t (\omega_m = 9.550 \text{ rpm}) = 8,902$$

En principio, se puede estimar que el mejor rango de trabajo sería a 10.000 rpm del motor, puesto que en ese régimen se aprovecharía toda la potencia del motor. Si se observa la gráfica del motor se obtiene que la relación de transmisión es menor que 11.000 rpm y 12.000 rpm. Esta estimación se comprueba con los cálculos de par en el motor y en la rueda y comparando siempre con nuestro modelo inicial de la HONDA. También verificaremos el par debido a las fuerzas aerodinámicas.

- **Par motor** (*Ref.19)

Para obtener los pares con las diferentes velocidades del motor, basta con ir a la curva del motor, entrando con dichas velocidades e interpolando se tienen los pares.


$$\tau_m (\omega_m = 12.000 \text{ rpm}) = 12,5 \text{ N.m}$$

$$\tau_m (\omega_m = 11.000 \text{ rpm}) = 13,5 \text{ N.m}$$

$$\tau_m (\omega_m = 10.000 \text{ rpm}) = 15 \text{ N.m}$$

$$\tau_m (\omega_m = 9.550 \text{ rpm}) = 15 \text{ N.m}$$

A continuación se va a calcular el par en la rueda que ejerce nuestro motor y posteriormente compararlo con el de la moto de referencia.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- **Par en la rueda motriz** (*Ref.19)

El par se verá aumentado de acuerdo a las relaciones previamente calculadas para cada régimen de trabajo.

$$\tau_r = \tau_m \cdot K_t$$

$$\tau_r (\omega_m = 12.000 \text{ rpm}) = 139,75 \text{ N.m}$$

$$\tau_r (\omega_m = 11.000 \text{ rpm}) = 138,375 \text{ N.m}$$

$$\tau_r (\omega_m = 10.000 \text{ rpm}) = 139,8 \text{ N.m}$$

$$\tau_r (\omega_m = 9.550 \text{ rpm}) = 133,53 \text{ N.m}$$

Como se puede apreciar, el par más alto se produce cuando se opera en un régimen de trabajo del motor de 10.000 rpm. Esto fortalece aun más nuestra hipótesis inicial de seleccionar nuestro régimen de 10.000 rpm. Ahora se verifica el par teórico de nuestra moto de referencia según el diseño de su fabricante.

$$\tau_{m \text{ max}} = 11,2 \text{ N.m}$$


Se observa que inicialmente, como era de esperar nuestro motor eléctrico tiene mayor par. Se comprueba si también con nuestras relaciones de transmisión se obtiene mayor par en la rueda motriz.

$$\tau_r = \tau_{m \text{ max}} \cdot \text{Relación primaria. 1era marcha} = 11,2 \text{ N.m} \cdot 3,35 \cdot 3,076 = 115,4 \text{ N.m}$$

El resultado es que nuestro motor ofrece en todos sus regímenes más par en la rueda trasera (motriz).

- **Par debido a la fuerza aerodinámica** (*Ref.19)

$$\text{Potencia} = (\text{Trabajo} / \text{Tiempo}) = (\text{Fuerza} \cdot \text{Espacio}) / \text{Tiempo} = \text{Fuerza} \cdot \text{Velocidad} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot C_x \cdot V^3$$

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Donde: $\rho = 1,225 \text{ Kg/ m}^3$

$$V = 120 \text{ Km/h} = 33,33 \text{ m/s}$$

$$C_x = 0,7 \text{ (Valor estándar de motocicletas)}$$

$$S = 0,76 \text{ m} \cdot 1,11 \text{ m} = 0,8436 \text{ m}^2$$

Luego la potencia será:

$$\mathbf{P = 13,39 \text{ Kw} = 18,22 \text{ CV}}$$

Por tanto, se calcula la fuerza aerodinámica:

$$\mathbf{F_x . Velocidad = \frac{1}{2} . \rho . S . C_x . V^3}$$

Despejando se obtiene:

$$\mathbf{F_x = 401,8 \text{ N}}$$


Por último, se calcula el par que ejerce esta fuerza en nuestra rueda trasera (motriz)

$$\mathbf{\tau_r = F_x . Radio de la rueda}$$

$$\mathbf{\tau_r = 122 \text{ N} . \text{ m}}$$

Se observa que nuestro motor tiene mayor par que el par producido por las fuerzas aerodinámicas.

En resumen, tras los cálculos realizados se observa que se cumplen las hipótesis iniciales, por lo tanto, se diseñará la transmisión para un régimen de trabajo de 10.000 rpm. De esta manera, nuestra motocicleta podrá disponer de la máxima potencia del motor con velocidades bajas de giro. Por otro lado, la transmisión sólo precisará una única reducción de velocidad del motor a la rueda que a continuación será detallada.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

6.1.2.2 Cálculo de la reducción de velocidad.

Conociendo ya el régimen de trabajo a utilizar de nuestro motor, con los pares y potencias usadas podemos hacer una primera estimación de las dimensiones del sistema reductor de velocidad.

Se tienen los siguientes datos de nuestro régimen de trabajo:

$$\omega_r = 1072,75 \text{ rpm}$$

$$\omega_m = 10.000 \text{ rpm}$$

$$K_t (\omega_m = 10.000 \text{ rpm}) = 9,32$$

$$\tau_m (\omega_m = 10.000 \text{ rpm}) = 15 \text{ N.m}$$

$$\tau_r (\omega_m = 10.000 \text{ rpm}) = 139,8 \text{ N.m}$$

Como las relaciones de transmisión en las motocicletas no suelen ser superiores a 5 o 6 por cada reducción, se deben hacer dos reducciones de velocidad. (*Ref.19)

$$K_t = K_1 \cdot K_2$$

Para facilitar la tarea se aminora la velocidad en dos reducciones de tal manera que así el diseño de las poleas sea igual en cada par de ellas.

$$K_1 = K_2 = K \rightarrow K_t = K^2 \rightarrow K = \sqrt{K_t}$$

$$K = 3,052$$


La relación de diámetros y dientes de cada polea será:

$$D_1 = D_3 ; Z_1 = Z_3$$

$$D_2 = D_4 ; Z_2 = Z_4$$

Se debe así implantar un eje intermedio que girará según la siguiente relación:

$$\omega_{aux} = (\omega_1 / K) = (10.000 / 3,052) = 3276,54 \text{ rpm}$$

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

6.1.3 Diseño de la transmisión.

El sistema de transmisión que se implantará en nuestro proyecto será por correas, puesto que, como lo que se quiere conseguir es una moto de competición, se considerará el factor del peso como prioritario. La transmisión ofrece mucho menos peso, también es más silencioso y no requiere mantenimiento. La única desventaja es que la vida de las correas estará limitada y transmitirá menos potencia que otros sistemas.

Nuestro motor tiene una potencia superior al de la serie de gasolina, no obstante, las correas serán dentadas con el fin de reducir en gran porcentaje el deslizamiento y reducir las pérdidas de potencia.

A continuación se señala un dibujo esquemático de cómo será nuestro sistema de transmisión que se integrará en la motocicleta.

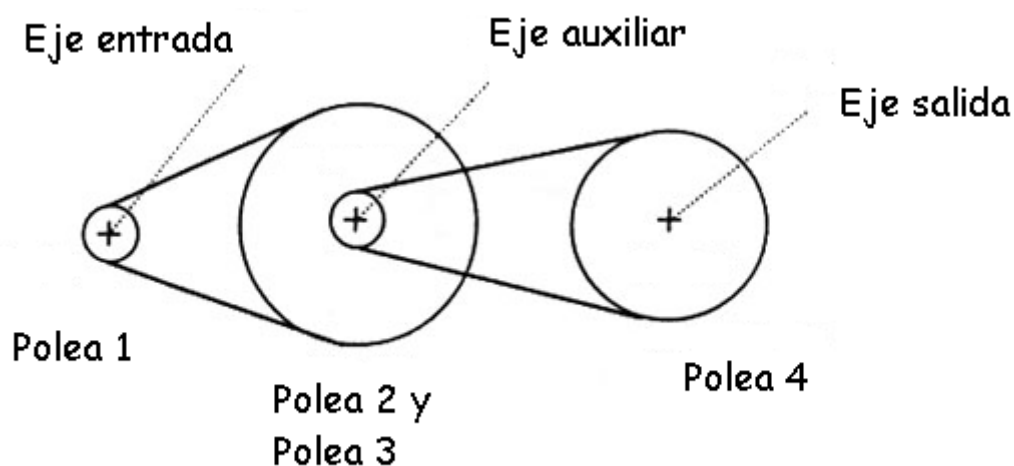



Figura 26. Esquema de la transmisión.

Una vez calculados, en el apartado anterior, los índices de reducción, velocidades de ejes y relación entre diámetros y número de dientes de las poleas, se puede empezar a diseñar nuestro sistema.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Se parte de los siguientes datos:

$$\omega_r = 1072,75 \text{ rpm}$$

$$\omega_{aux} = 3276.75 \text{ rpm}$$

$$\omega_m = 10.000 \text{ rpm}$$

$$K_t (\omega_m = 10.000 \text{ rpm}) = 9,32$$

$$K_1 = K_2 = K = 3.052$$


$$P = 15 \text{ Kw}$$

Haciendo uso de dos catálogos de correas (Catálogo de TAMSA y catálogo de COLMANT CUVELIER) se seleccionan los elementos requeridos para dar fruto a dicha transmisión. (*Ref.20 y 21)

La selección del material físico será referenciado por el fabricante Tamsa, puesto que ofrece mayor gama de combinaciones, mientras que en el catálogo de Colmant Cuvelier nos apoyaremos teóricamente para verificar, cumplir, complementar y respetar restricciones básicas de elección de correas y poleas.

Lo primero que hay que seleccionar es el tipo de dentado que se va a utilizar. Para ello, partiendo de nuestra velocidad motor (10.000rpm) y la potencia (15Kw) que ofrece se observa que al menos para el primer juego de poleas (1 y 2) solo nos vale el tipo T, puesto que el resto de tipos (HTB, M , XL , L , H, XH, XXH ...) no soportan nuestras características principales.

En principio, para el segundo juego de poleas (3 y 4) se podrías usar otro tipo distinto al tipo T, puesto que en este caso nuestra velocidad del eje no sería la del motor si no la del eje auxiliar (3276.75 rpm), lo cual flexibiliza la posibilidad de elegir otro tipo, pero por simplicidad se continúa seleccionando para este juego de poleas el dentado tipo T.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- **Diseño de la transmisión de la polea 3 a la polea 4:**

Por motivos de diseño y conservación del chasis y voladizo posterior de la motocicleta, se comienza el cálculo de la transmisión con el juego de poleas 3 y 4. Hábrá que respetar la distancia entre ejes de las poleas, que es de 570 mm, al igual que se debe respetar la distancia a la cual deben colocarse las poleas respecto al plano central del chasis, con el fin de que la correa no entre en contacto con ningún elemento del chasis, cuya mencionada distancia será de 100 mm.

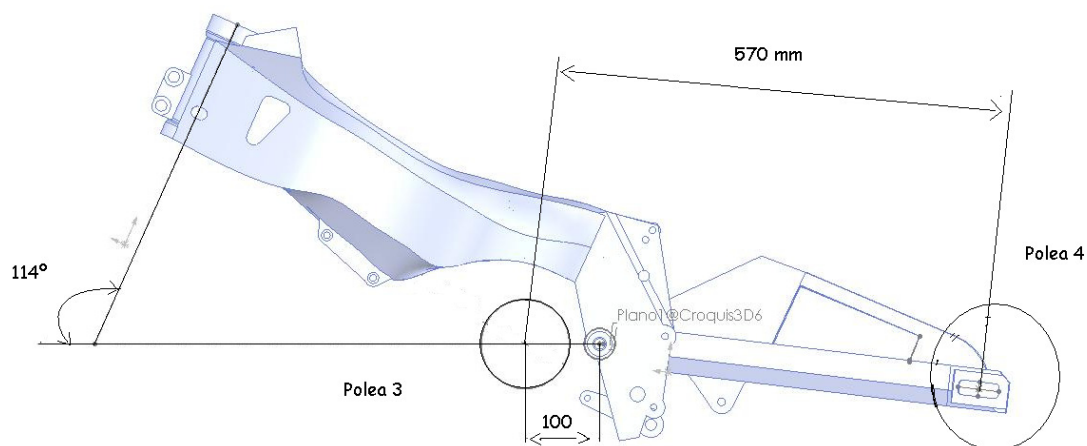


Figura 27. Posición de las poleas 3 y 4.

Diseño y selección: (*Ref.20 y 21)

1) Potencia corregida:


$$P_c = P_a (K_1 + K_2 + K_3)$$

- K1 : Factor de corrección según aplicación = 1,8

Hipótesis:

- Suposición de uso aproximado de <6h/día.
- Motores con fuerte par de arranque.
- Severidad nivel max.

- K2: Factor de corrección según el uso = 0

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Hipótesis:

→ Sin tensor

- K3: Factor de corrección según la velocidad = 0

Hipótesis:

→ Reductora

$$P_c = 15 \cdot (1,8 + 0 + 0) = 27 \text{ kw}$$

2) Selección del paso:

Una vez que conocida la potencia corregida y la velocidad de giro de la polea menor (será la misma que la velocidad del eje auxiliar), se selecciona el tipo de paso mediante su gráfica.

$$P_c = 27 \text{kw} \text{ y } \omega_{\text{aux}} = 3276,54 \rightarrow \text{Paso T10}$$

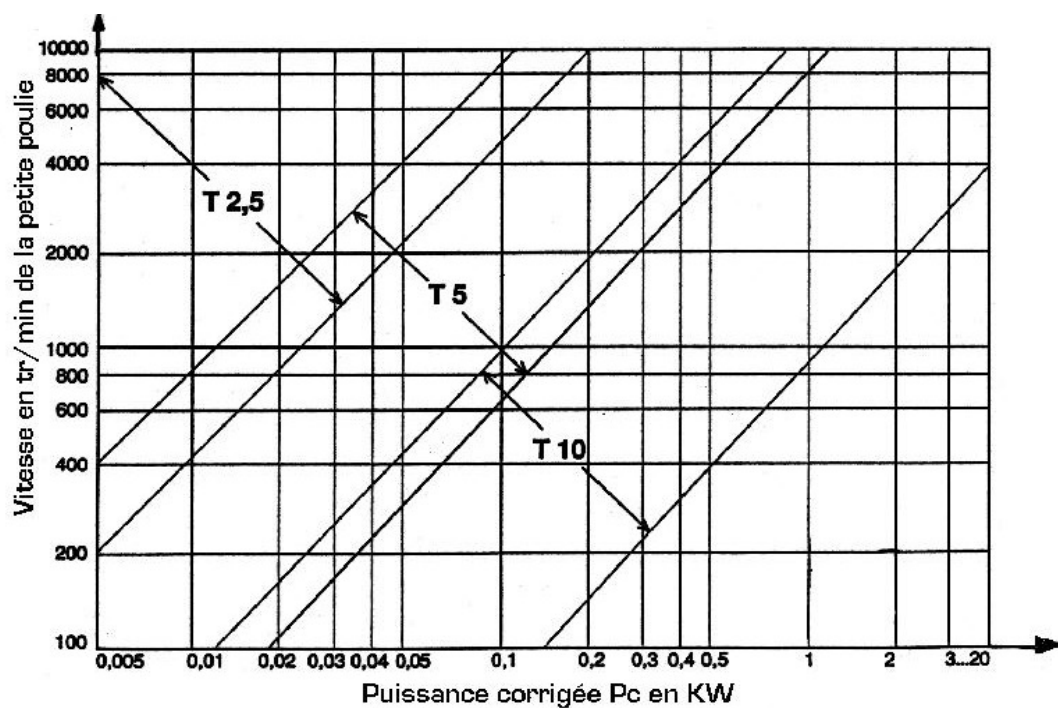


Figura 28. Gráfica determinación del paso.

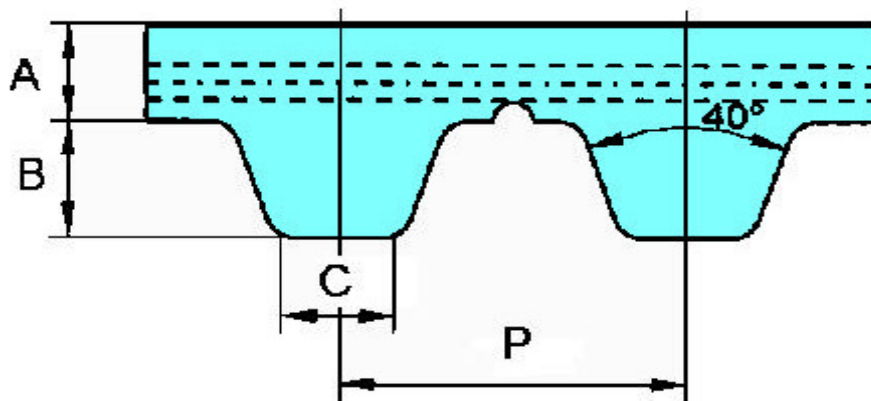


Figura 29. Perfil de T10.

Al ser un Paso T10 tendremos que:

$A = 2 \text{ mm}$; $B = 2,5 \text{ mm}$; $C = 3,5 \text{ mm}$; $P = 10 \text{ mm}$

3) Selección de poleas:

Velocidad de la polea pequeña = Velocidad del eje auxiliar = 3276,54 rpm \rightarrow 1800...3600 rpm y siendo el paso T10 \rightarrow

Z_3 mínimo = 20 dientes

Z_4 mínimo = $20 \cdot 3,052 = 61$ dientes , normalizado s obtiene que $Z_4 = 60$ dientes.

Por beneficio de volumen se cogen los números de dientes mínimos, puesto que así se obtienen diámetros mínimos.


Polea 3 $\rightarrow Z_3 = 20$; $D_3 = 61,80 \text{ mm}$

Polea 4 $\rightarrow Z_4 = 60$; $D_4 = 189,15 \text{ mm}$

4) Desarrollo de la correa:

$$L = 2E + (\pi/2) (D+d) + (D-d)^2 / (4E) = 1541,3 \text{ mm}$$

Donde: $D = 189,15 \text{ mm}$; $d = 61,80 \text{ mm}$; $E = 570 \text{ mm}$

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Observando el catálogo de Tamsa se obtiene el tipo de correa.

T10-1560 → 156 dientes ; $l_p = 1560$ mm

Se podrían recalcular los centros de las poleas, pero como lo que se quiere conservar es el dato inicial de distancia entre ejes, se puede dejar esta distancia y pretensar un poco la correa, aunque no merece la pena entrar en tensores para 18,7mm sobrantes.

5) Cálculo del ancho de correa:

Lo primero es calcular la potencia transmisible unitaria mediante sus tablas correspondientes.

$\omega_3 = 3276,54$ rpm ; $Z_3 = 20$

Interpolando con los datos de partida se obtiene que la potencia transmisible unitaria es de $P_t = 1,386$ kw.

Seguidamente se calculan los dientes de engrane.

$N = (0,5 - (D-d) / 6E) Z_3 = 9,25$

Conocidos los dientes de engrane se puede calcular el coeficiente de engrane $F_1 = 1,35$.

Se continúa el diseño calculando el coeficiente del ancho de la correa:

$F_2 = (6 \cdot P_c) / (10 \cdot P_t \cdot F_1) = 8,6$


Con el catálogo de Colmant Cuvelier determinamos el ancho de correa, será necesario tener un ancho de correa de 50 mm.

Así pues, ya se puede poner la referencia a nuestras poleas y correas según el fabricante Tamsa.

Polea 3 : Ref 66 T10 20

Polea 4 : Ref 66 T10 60

Correa Trasera : Ref T-10-1560 / ancho 50 mm

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- Modelado de la polea menor (polea 3) Ref 66 T10 20:

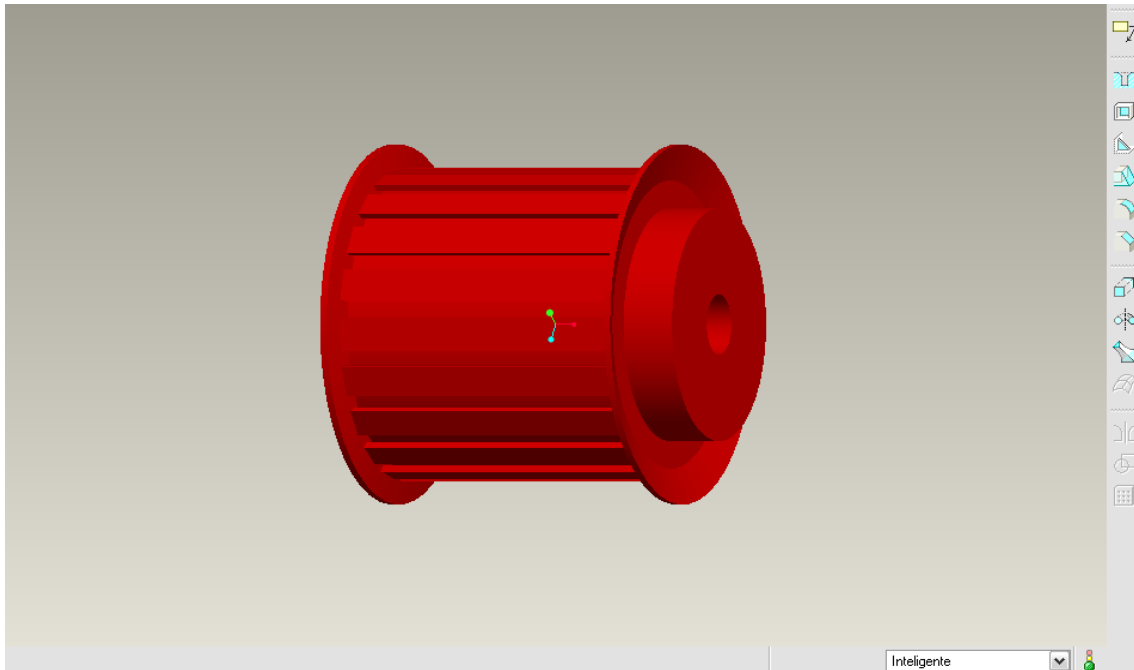


Figura 30. Polea menor.

- Modelado de la polea mayor (polea 4) Ref.66 T10 60:

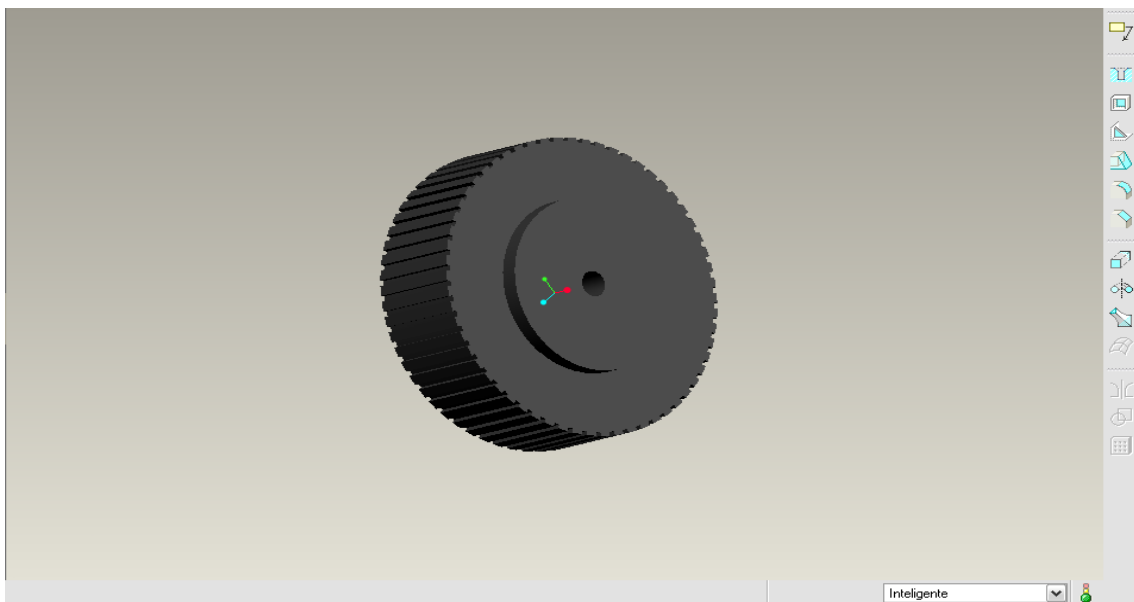



Figura 31. Polea mayor.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- Modelado de la correa T-10-1560 / ancho 50 mm.

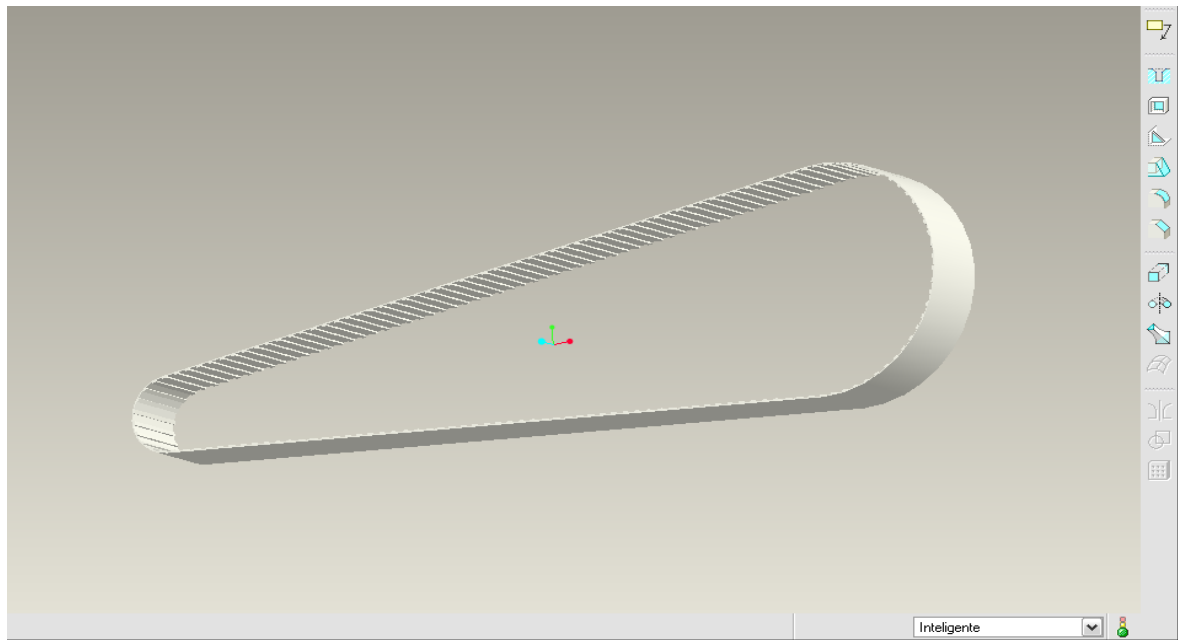


Figura 32. Correa trasera.

- Modelado del conjunto transmisor trasero:

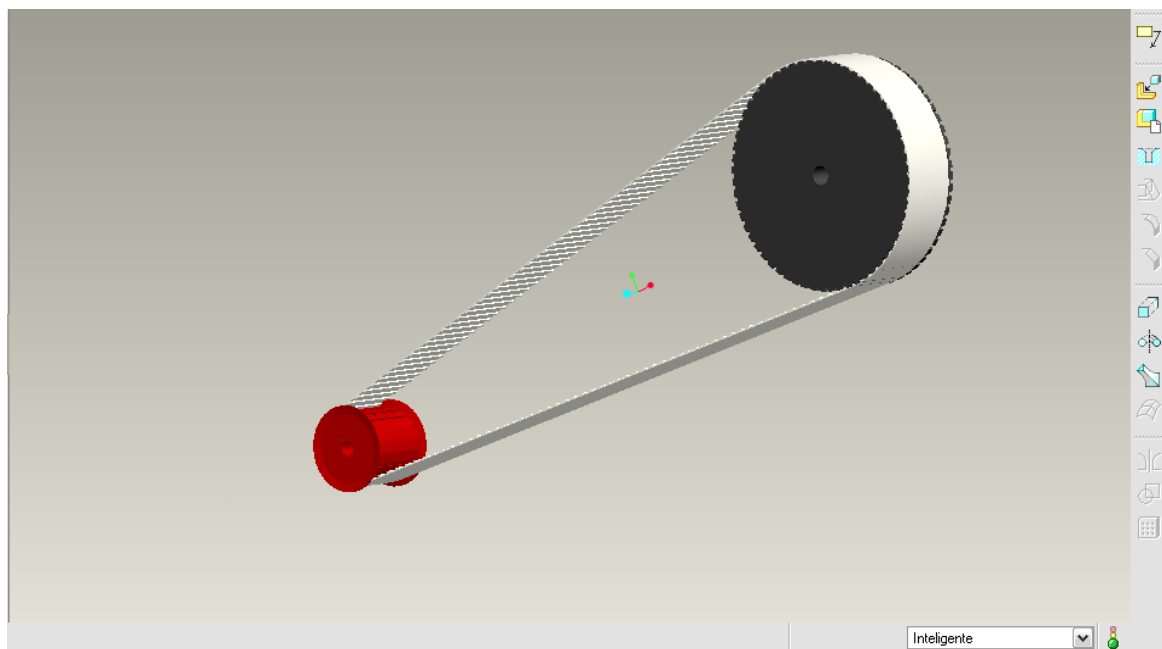


Figura 33. Conjunto transmisor 3-4.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- **Diseño de la transmisión de la polea 1 a la polea 2:**

Una vez ya diseñadas las poleas 3, 4 y la correa trasera, se podría diseñar la primera parte de la transmisión si se conociese donde está el centro del eje motor, que se conocerá una vez anclado el motor (apartado 7).

En un principio, al tener el mismo índice de transmisión se puede tener una idea de que las poleas pueden ser iguales a las anteriores por lo menos en diseño, a excepción del ancho que podría variar según los catálogos.

El ancho lo determinará la resistencia de la correa, al igual que la correa delantera vendrá determinada por la posición de los ejes. El eje auxiliar se tiene ya claramente situado en el chasis, el problema radica en la colocación del eje motor.

El motor aún no está ubicado en nuestra motocicleta, con lo cual primero se debe calcular el anclaje del mismo con su correspondiente camisa refrigerante.

Una vez colocado el motor se obtiene la distancia exacta entre ejes para poder modelar la transmisión de 1 a 2.

*[*Los datos que a continuación se detallan son fruto del cálculo del posicionamiento y anclaje del motor que se obtienen en el apartado 7.]*

**Distancia entre ejes = 267.834 mm*

Una vez conocida la distancia exacta entre ejes, se puede calcular la primera parte de la transmisión. Así pues se halla lo que difiere del segundo juego de poleas. (*Ref.20 y 21)


- **Desarrollo de la correa:**

$$L = 2E + (\pi/2) (D+d) + (D-d)^2 / (4E) = 742,456 \text{ mm}$$

Donde: D = 189,15mm ; d = 61,80mm ; E = 267,834mm

Mirando el catálogo de Tamsa se obtiene el tipo de correa.

T10-750 → 75 dientes ; lp = 750 mm

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- **Cálculo del ancho de correa:**

Lo primero es conocer la potencia transmisible unitaria mediante sus tablas correspondientes.

$$\omega_m = 10000 \text{ rpm} ; Z_1 = 20$$

$$P_t = 2.73 \text{ kw.}$$

Seguidamente se deben calcular los dientes de engrane.

$$N = (0.5 - (D-d) / 6E) Z_1 = 8.68$$

Sabiendo los dientes de engrane se saca su coeficiente de engrane $F_1 = 1,225$.

Proseguimos el diseño calculando el coeficiente del ancho de la correa:

$$F_2 = (6 \cdot P_c) / (10 \cdot P_t \cdot F_1) = 4,8$$

Haciendo uso del catálogo de Colmant Cuvelier se obtiene el ancho de correa, se observa que será necesario tener un ancho de correa de 50 mm.

Una vez realizado esto ya se puede poner referencia a nuestras poleas y correas según el fabricante TAMSA.

Polea 1 : Ref 66 T10 20

Polea 2 : Ref 66 T10 60

Correa Delantera : Ref T-10-750 / ancho 50 mm

Ahora, se calcula la resultante total debida también al peso de las poleas, que serán fabricadas de aluminio.


$$M_{\text{polea}} = V_{\text{polea}} \cdot \rho_{\text{polea}}$$

Polea pequeña (polea 1 y 3) →

$$m = [\pi (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2) \cdot e] \cdot \rho = \pi [(28,4 \exp -3)^2 - (6 \exp - 3)^2 \cdot 50 \exp -3] \cdot 2300 = 0,278 \text{ Kg}$$

Polea grande (polea 2 y 4) →

$$m = [\pi (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2) \cdot e] \cdot \rho = \pi [(94,575 \exp -3)^2 - (8 \exp -3)^2 \cdot 50 \exp -3] \cdot 3200 = 3,2 \text{ Kg}$$

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

7 CAMISA REFRIGERANTE Y COLOCACIÓN DEL MOTOR.

7.1 Modelaciones geométricas de las piezas.

En primer lugar se hace la modelación del motor y camisa de agua refrigerante en ProEngineer:

- Modelado del Motor Par Vex HW635:

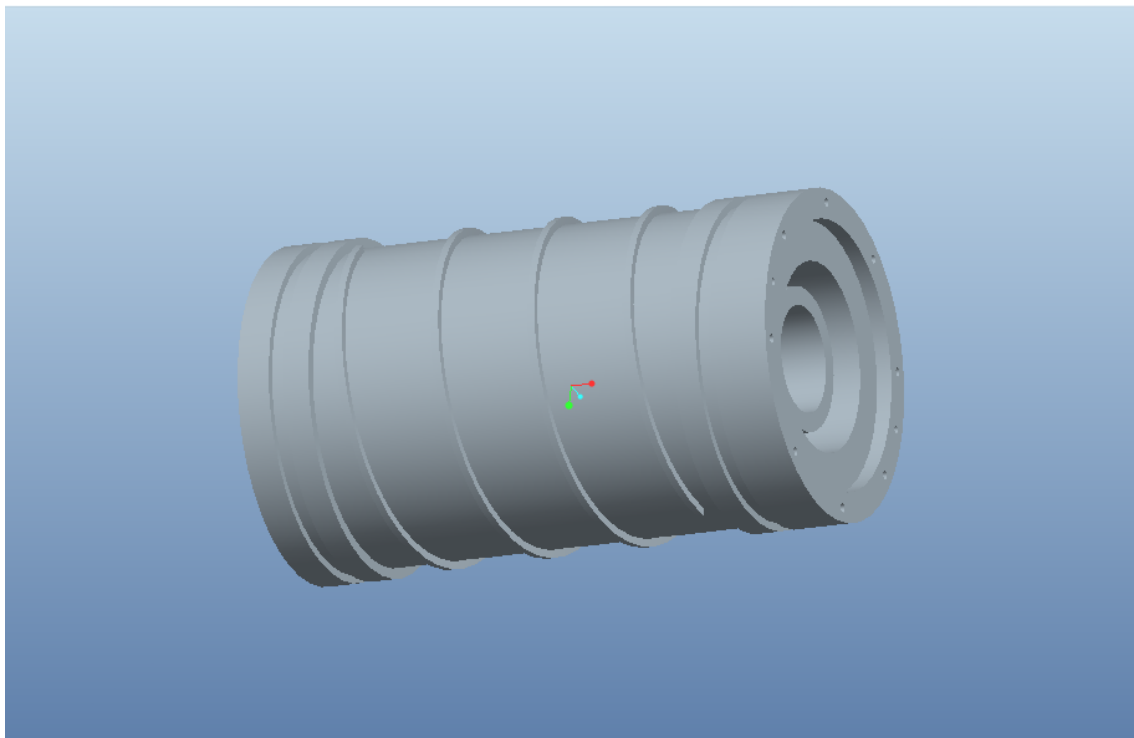



Figura 34. Motor eléctrico .

*Fabricado desde los planos originales del fabricante

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- Modelado de la camisa de refrigeración:

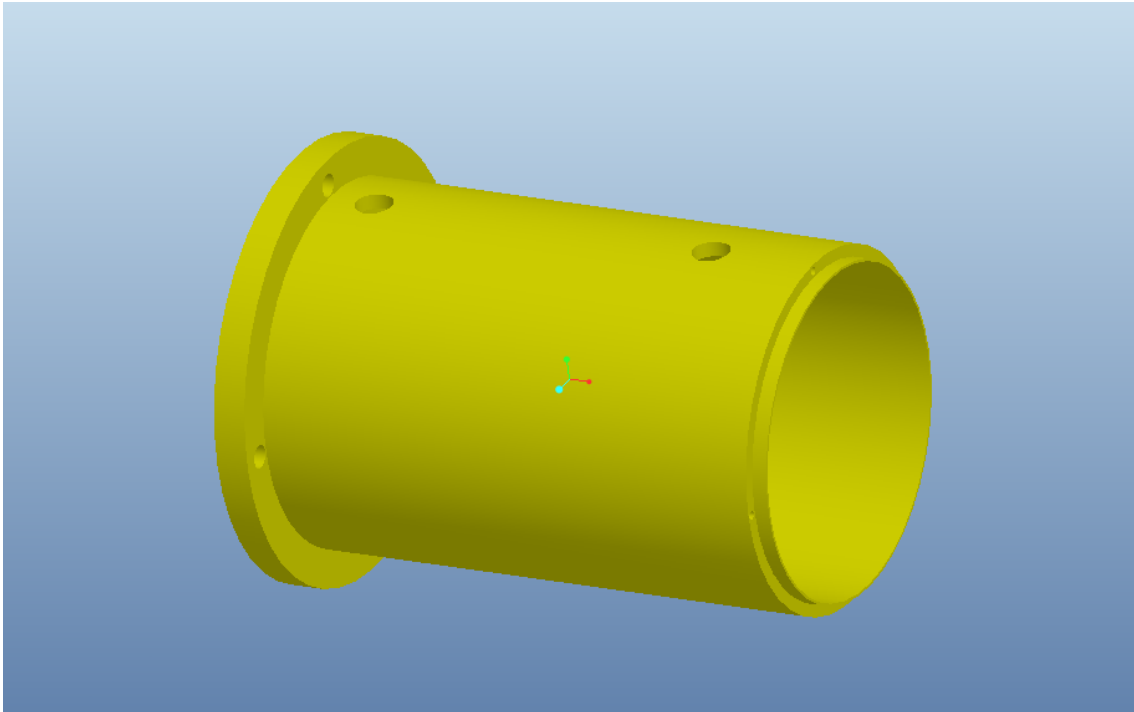


Figura 35. Carcasa parte I.

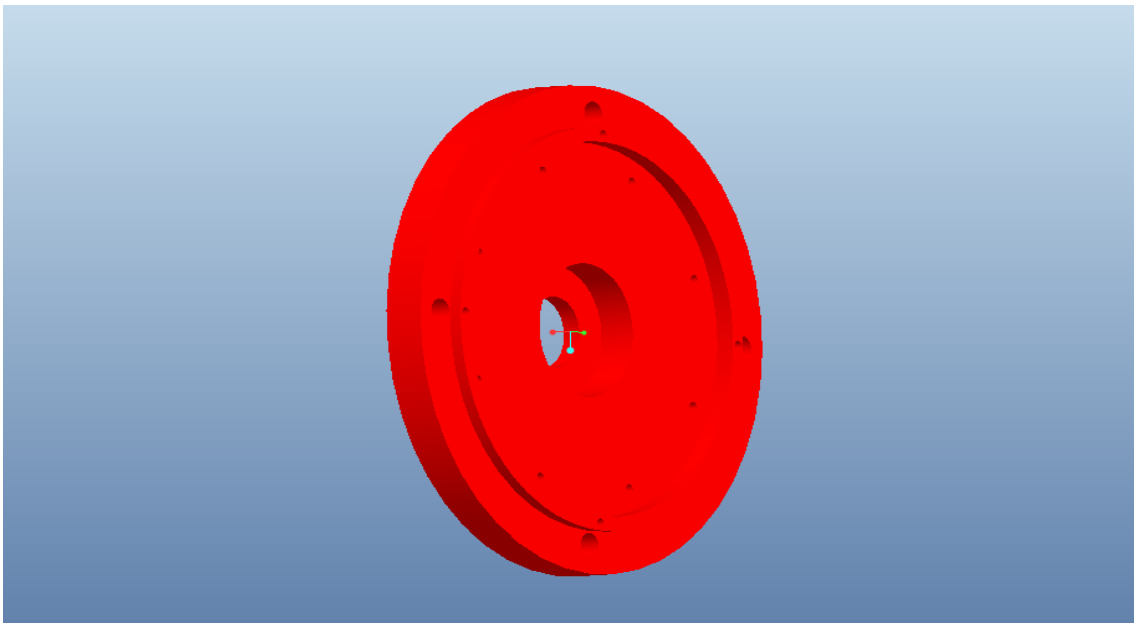



Figura 36. Carcasa parte II.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- Tapa trasera con rodamiento fijado en ella.

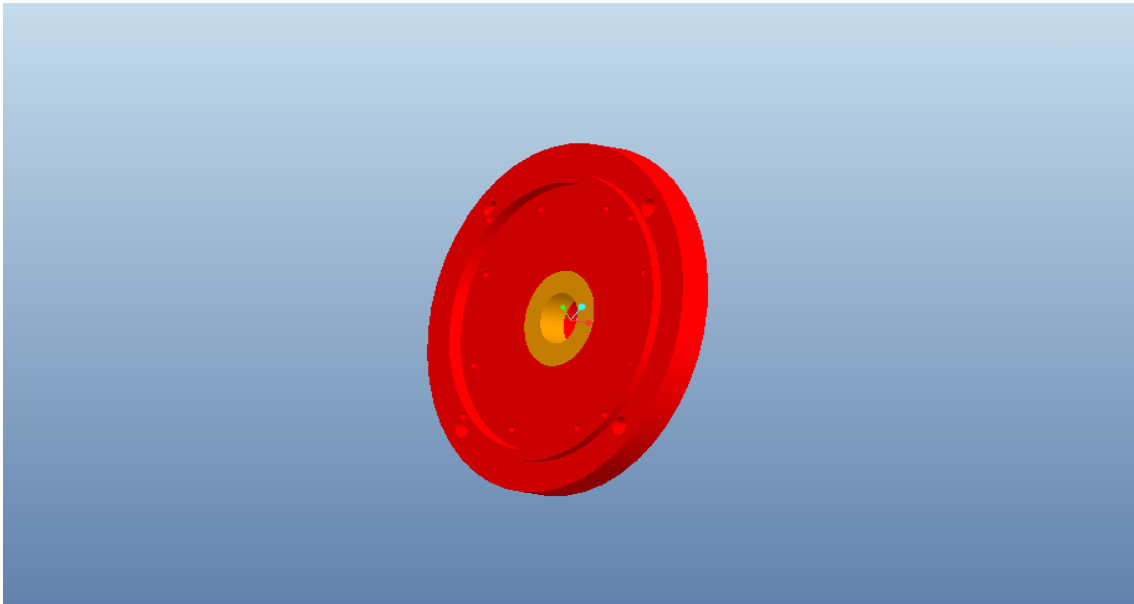


Figura 37. Tapa de carcasa con rodamiento trasero montado.

- Modelado de los ejes motor y auxiliar:

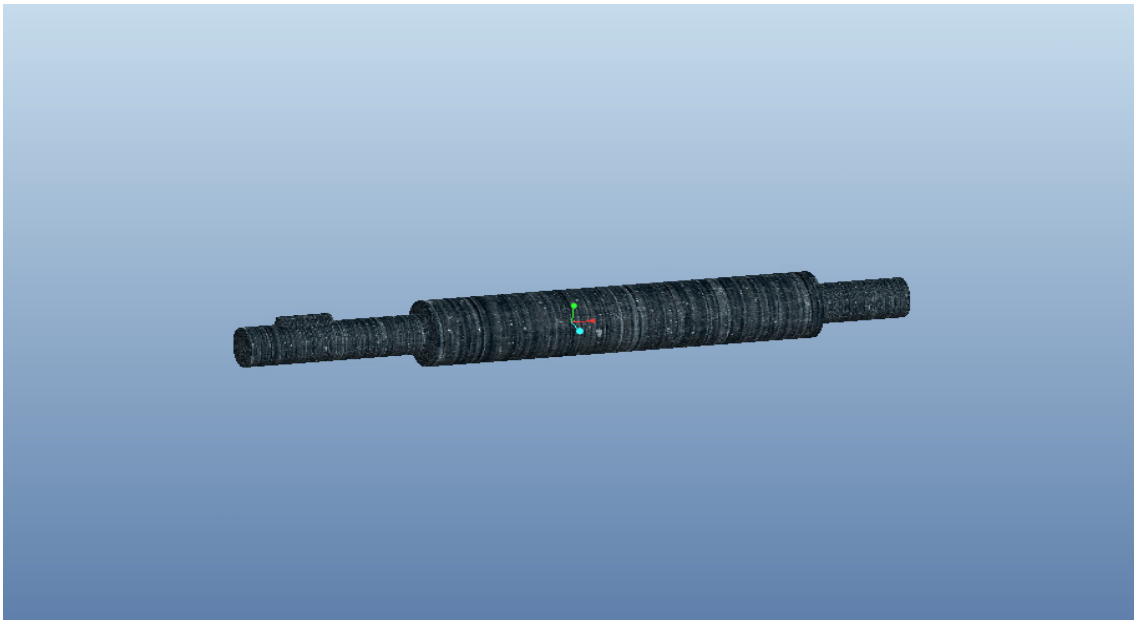


Figura 38. Eje motor


		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011



Figura 39. Eje auxiliar.

- Modelado del resolver:

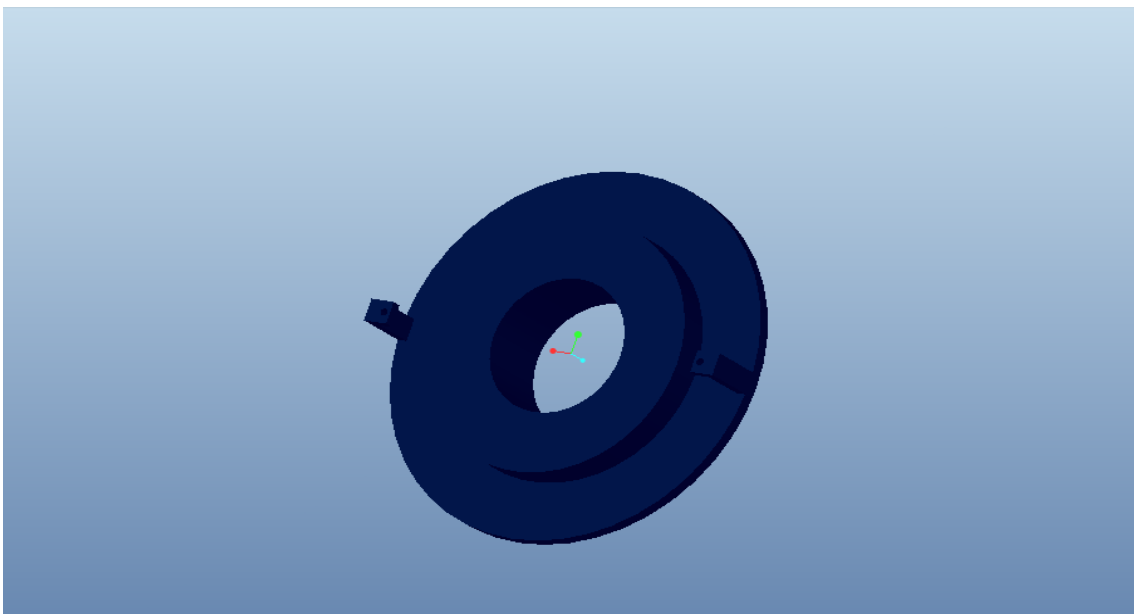



Figura 40. Resolver.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- Ensamble delantero sin anclajes al chasis.

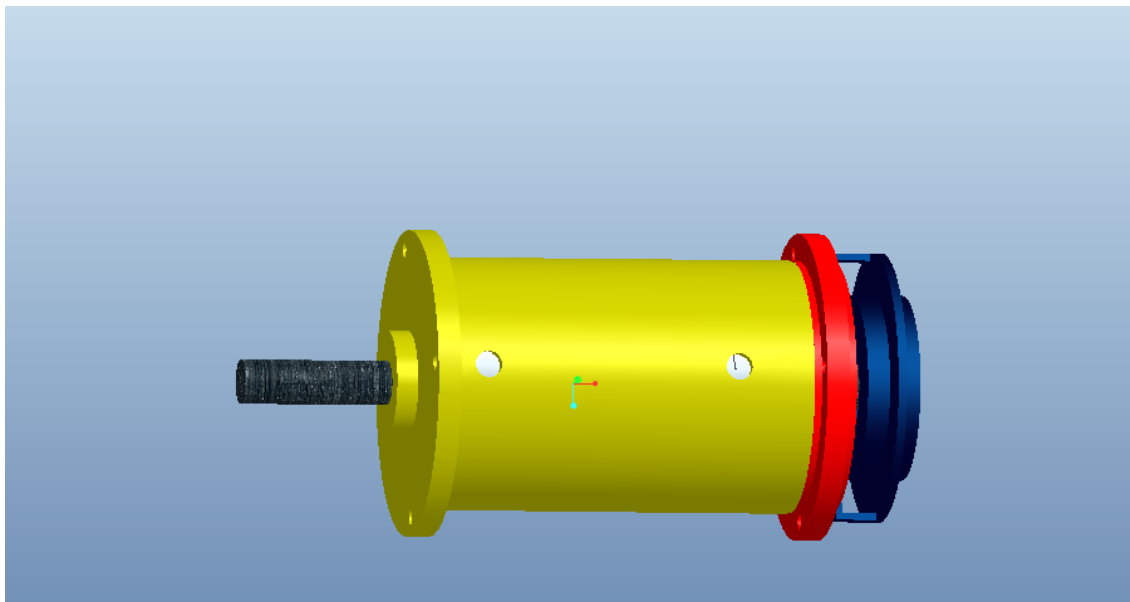


Figura 41. Ensamble motor.

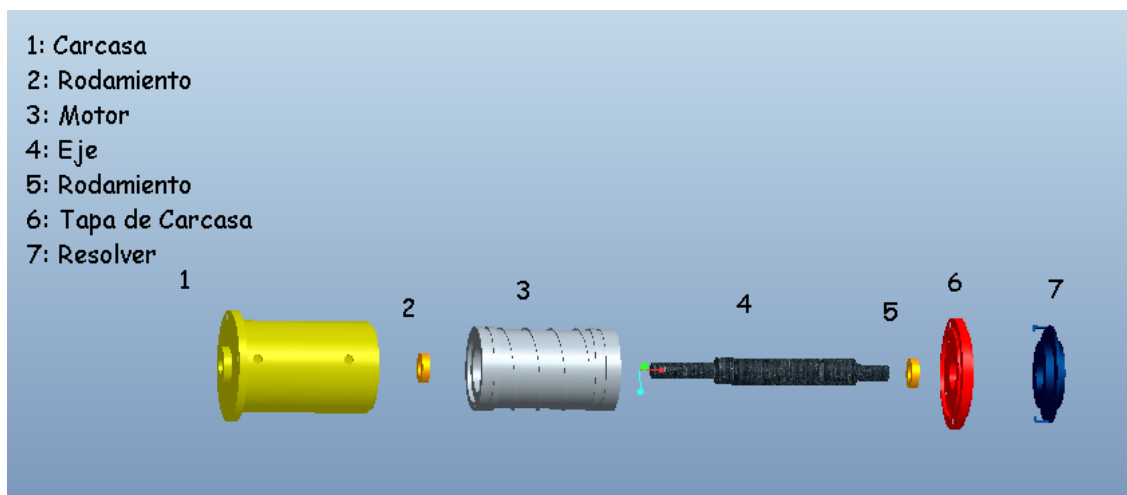



Figura 42. Vista explosionada de montaje.

Una vez diseñado el motor con la camisa de agua, se debe anclar el conjunto al chasis de la moto, para ello, se diseñan unos anclajes que deberán ser geométricamente correctos y a su vez tienen que poseer una resistencia a las cargas sometidas por dicho anclaje para que garantice su utilidad.

A continuación se muestra la modelación de dichos anclajes que fijarán el motor con la camisa de agua al chasis. Constará de dos anclajes, uno, que de la parte delantera del

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

motor, irá fijado a la parte izquierda del chasis; y otro, desde la parte trasera del motor, se anclará a la parte derecha del chasis.

- Modelado de anclajes:

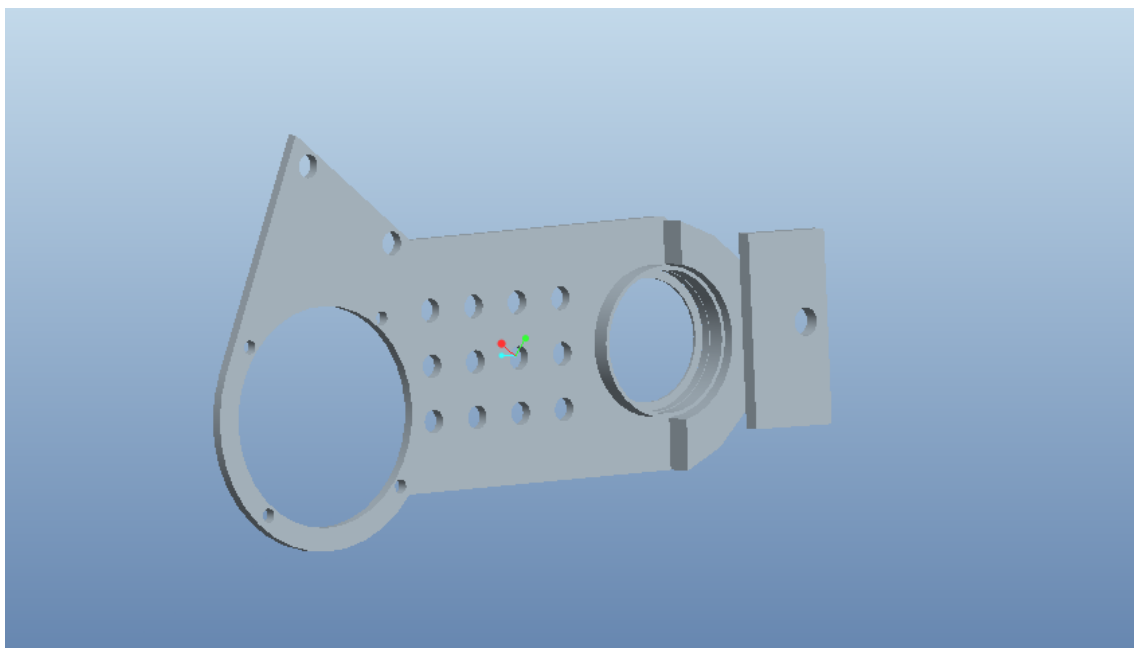


Figura 43. Anclaje izquierdo.

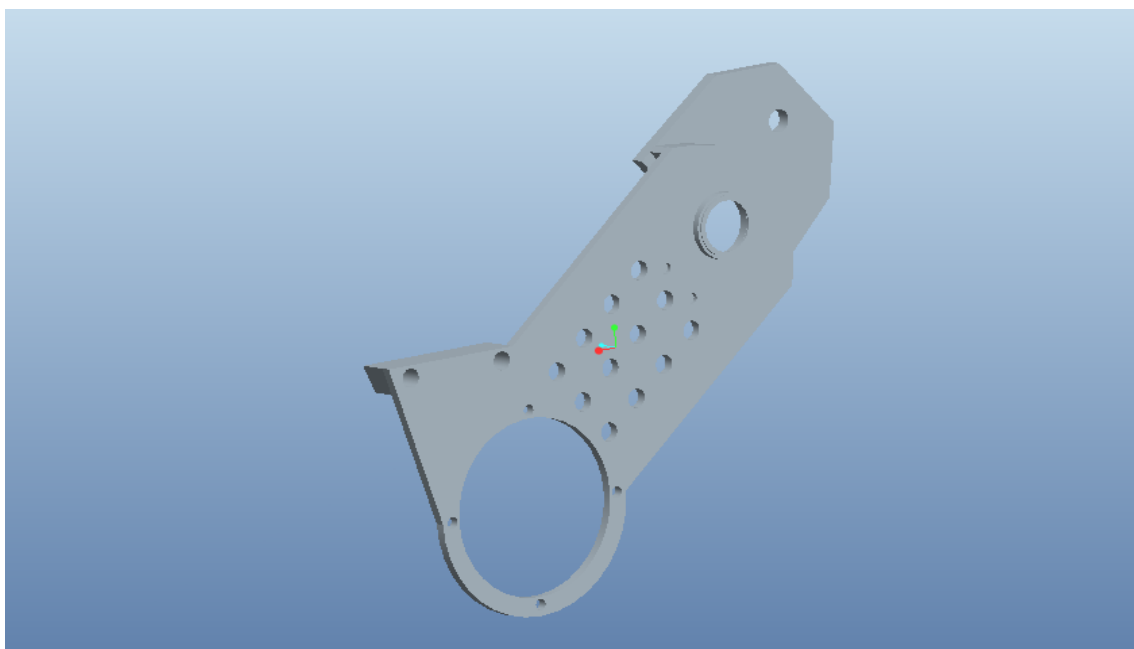



Figura 44. Anclaje derecho.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

- Modelado de puente con bulones para alineación de eje auxiliar:

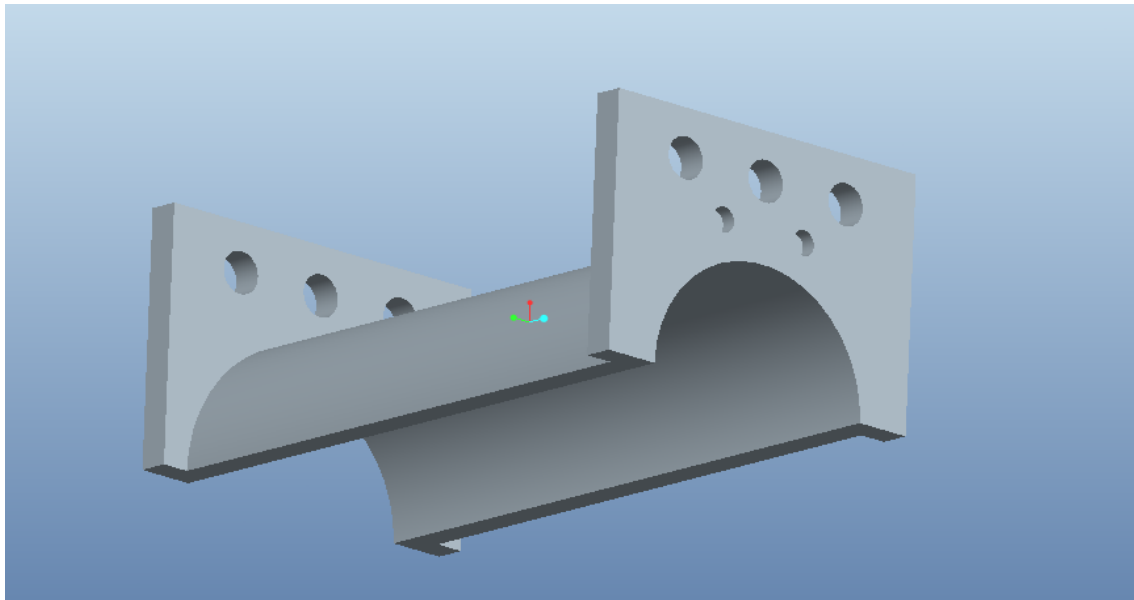


Figura 45. Puente alineador.

Una vez colocado el motor, con sus elementos de transmisión de potencia y sus agarres y rodamientos, se puede calcular la distancia entre los ejes del primer juego de la transmisión.

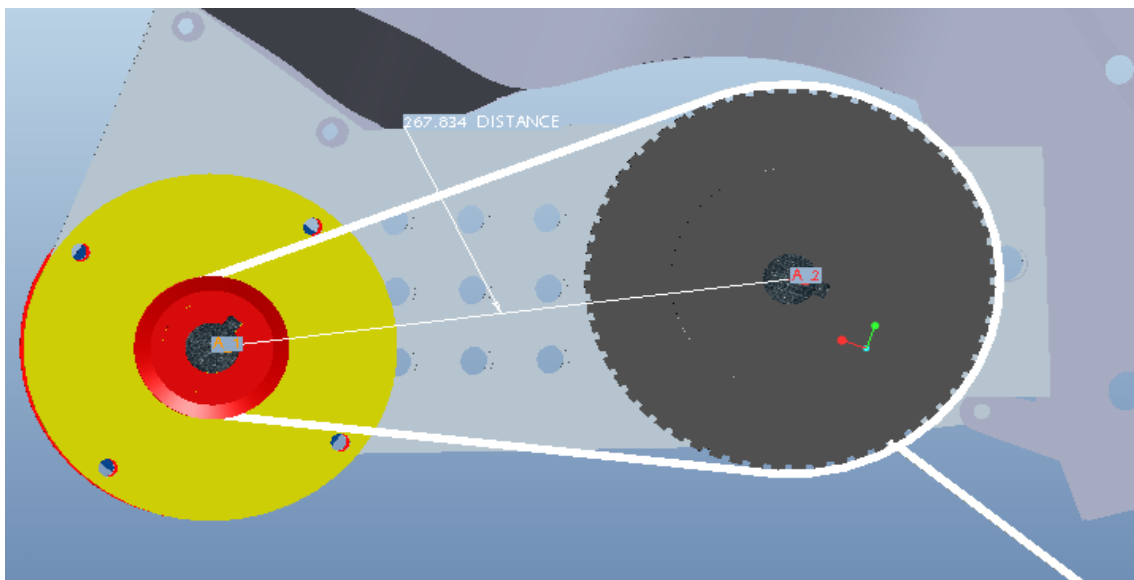



Figura 46. Distancia entre ejes a.

Se observa que la distancia entre ejes es aproximadamente de 267.834mm. Luego en principio se considera una buena cota de partida, que más adelante se comprobará si la

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

diferencia mínima de distancias se puede compensar inclinando un cierto ángulo el voladizo posterior.



Figura 47. Distancia entre ejes b.

- Modelado del conjunto completo:

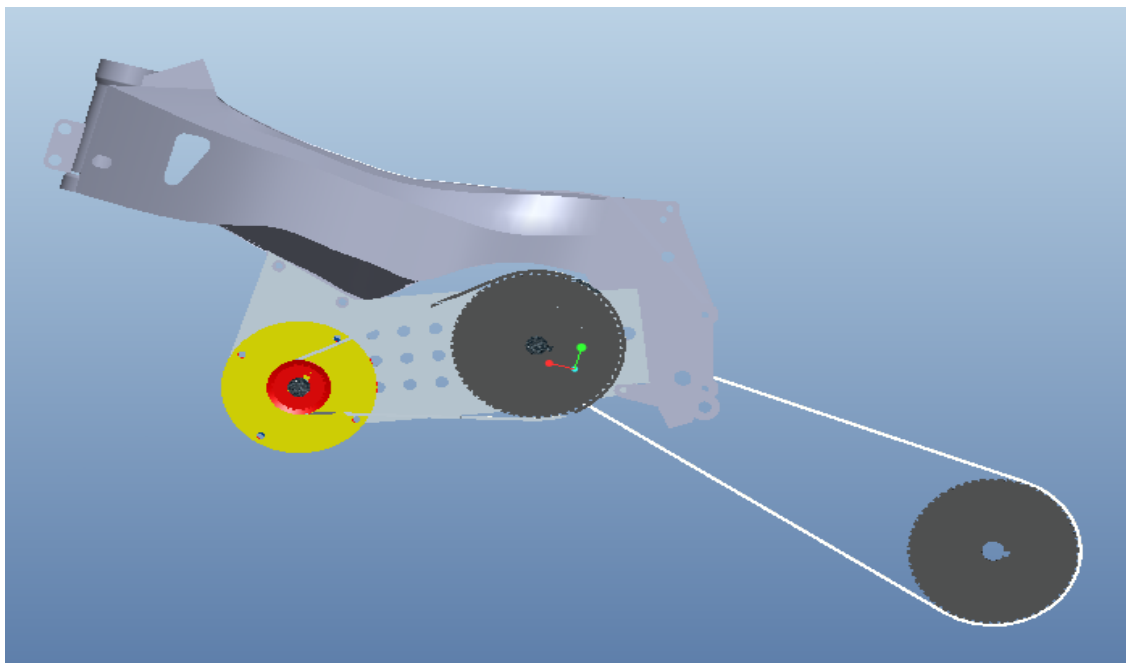



Figura 48. Montaje completo. Vista I.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

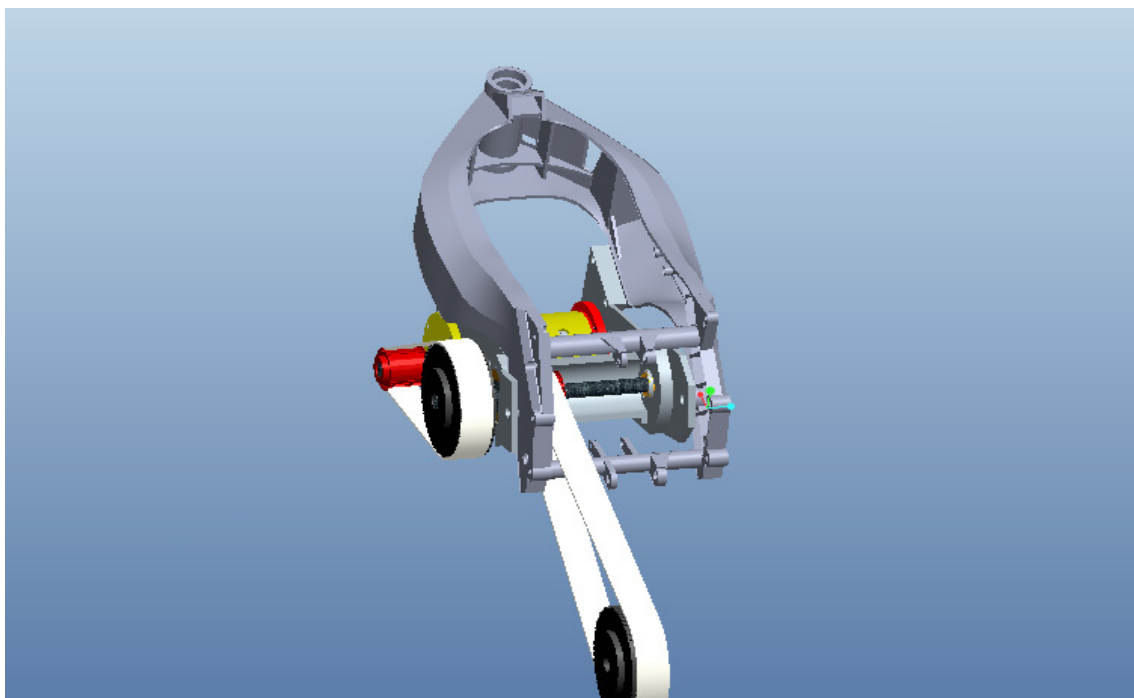


Figura 49.Montaje completo. Vista II.

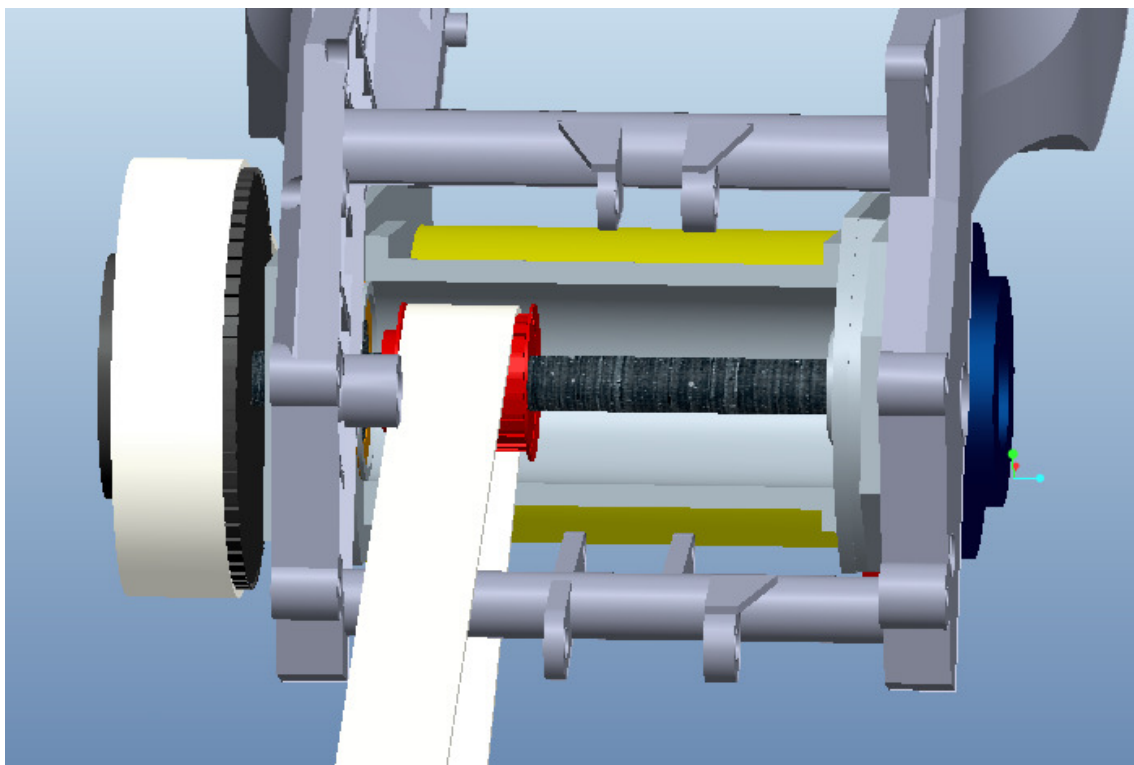


Figura 50.Montaje completo. Vista III.

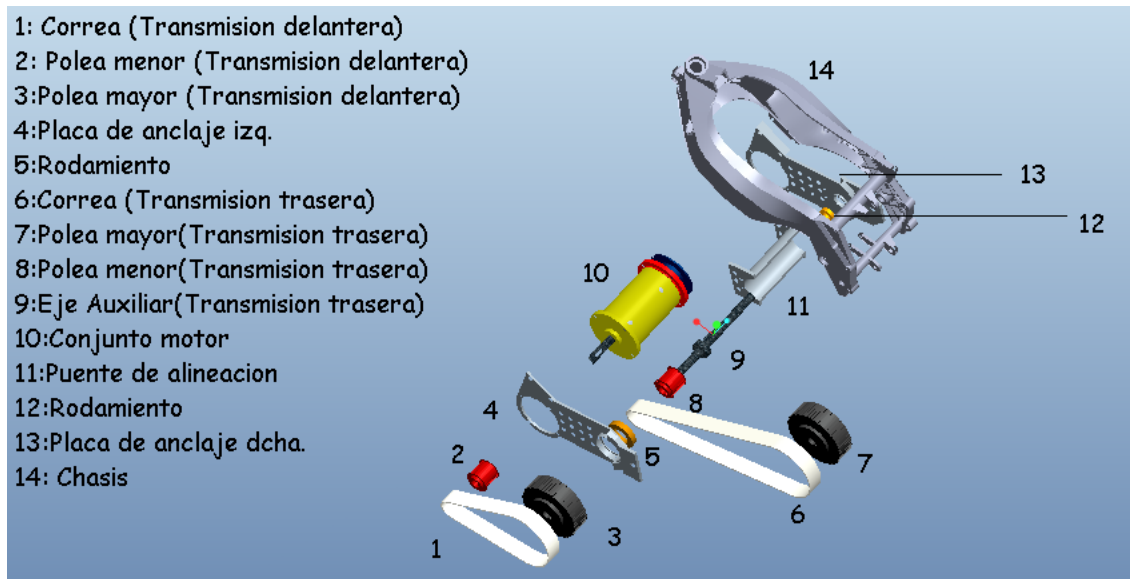


Figura 51. Montaje explosionado.

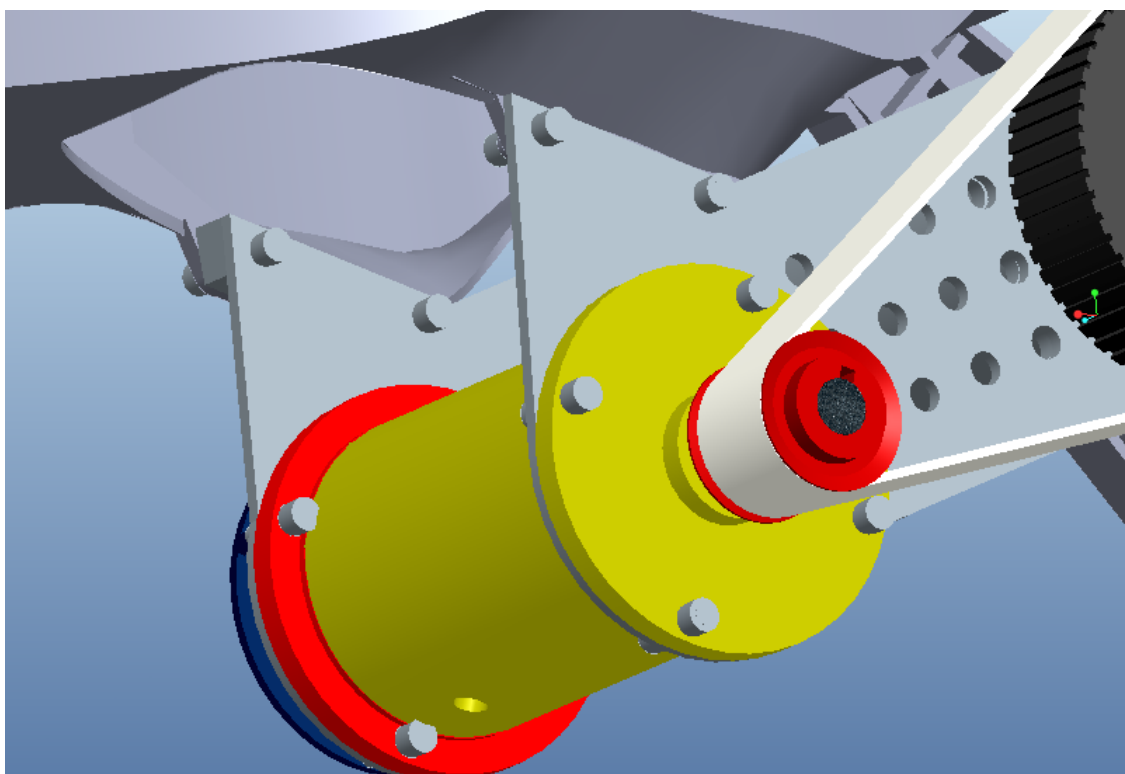


Figura 52. Tornillos de anclaje.

Usamos tornillos de anclaje serán correspondientes en diámetro al taladro practicado con un paso de rosca de 11mm de largo. El largo del tornillo esta calculado para no

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

sobresalir con el tornillo en función de la geometría dada. Luego se tendrán 8 tornillos de 9mm de diámetro con una longitud de 31 mm y un paso de 11mm que se une con una tuerca de 11mm de paso también. Se tendrán también 2 tornillos de 9mm de diámetro y 38mm de largo con paso de 11mm para el anclaje izquierdo y otros dos de 9mm de diámetro con un largo de 53mm para el anclaje derecho. En ambos lados se usan tuercas de 11mm de paso y diámetros interiores y exteriores de 9 y 15 mm respectivamente.

En cuanto a los tornillos para fijar la carcasa al motor y el resolver al motor, vienen definidos por el fabricante (Apéndice III).

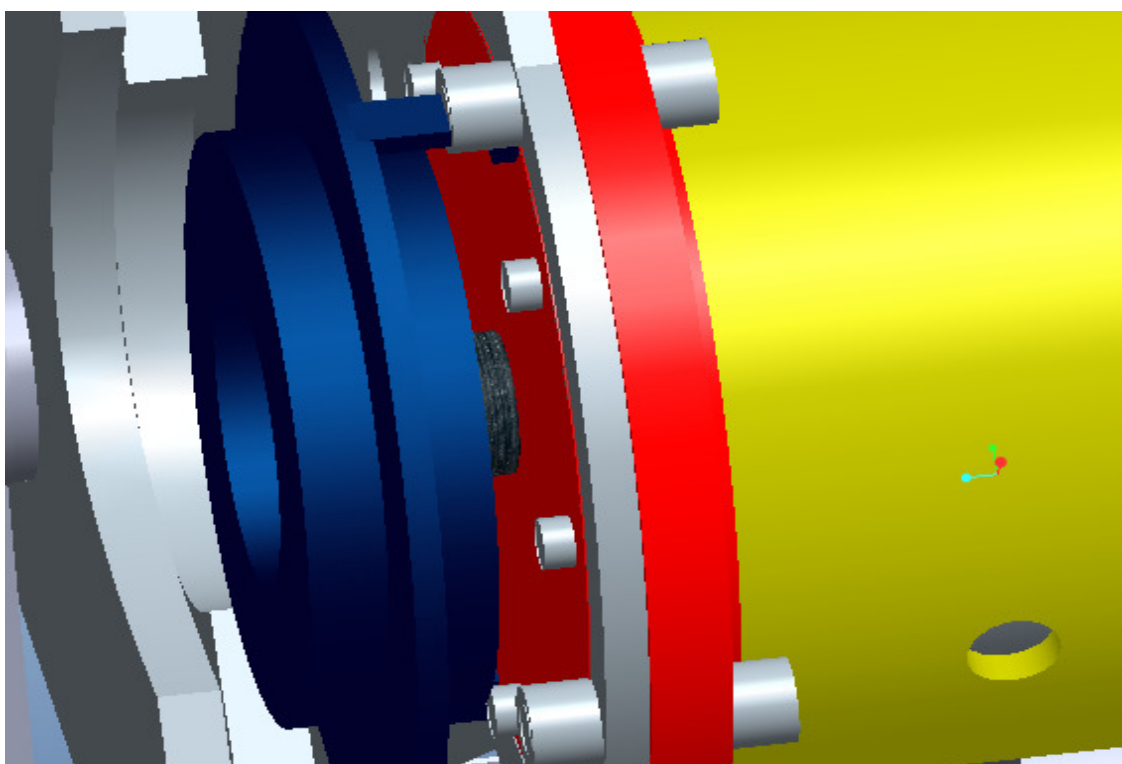



Figura 53. Tornillos de fijación carcasa motor y resolver.

Por lo tanto serán 8 tornillos roscados de 4mm de diámetro y 25mm de largo con cabeza de 5mm de alto 9mm de diámetro. Los encargados de fijar la carcasa y el motor. Por otro lado 2 tornillos idénticos para fijar el resolver.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

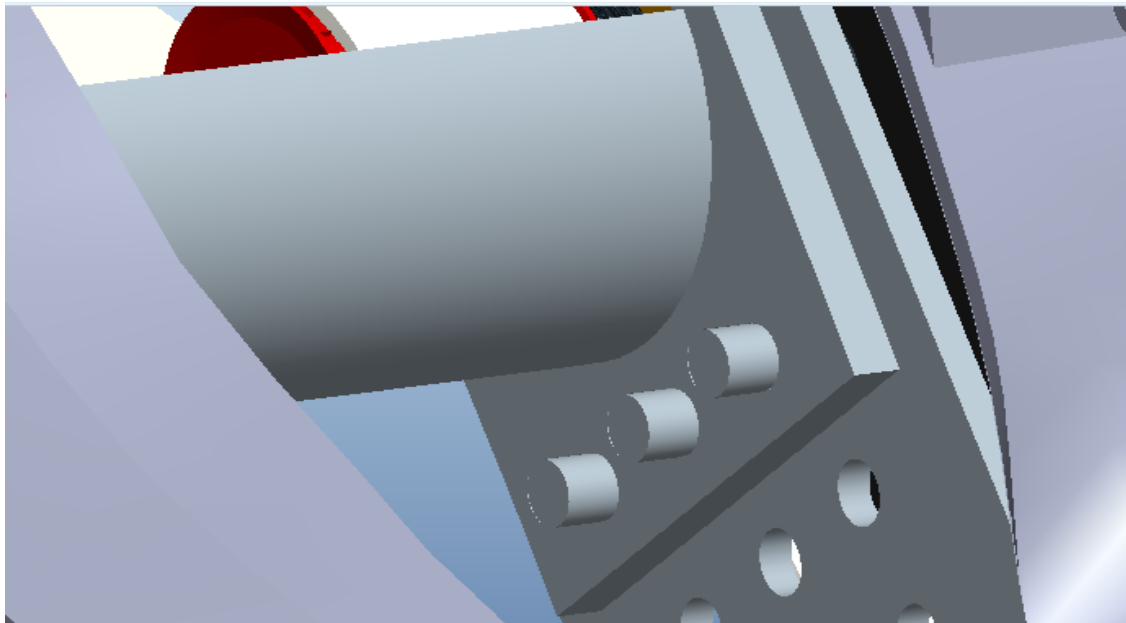


Figura 54. Tornillos de fijación puente alineador .

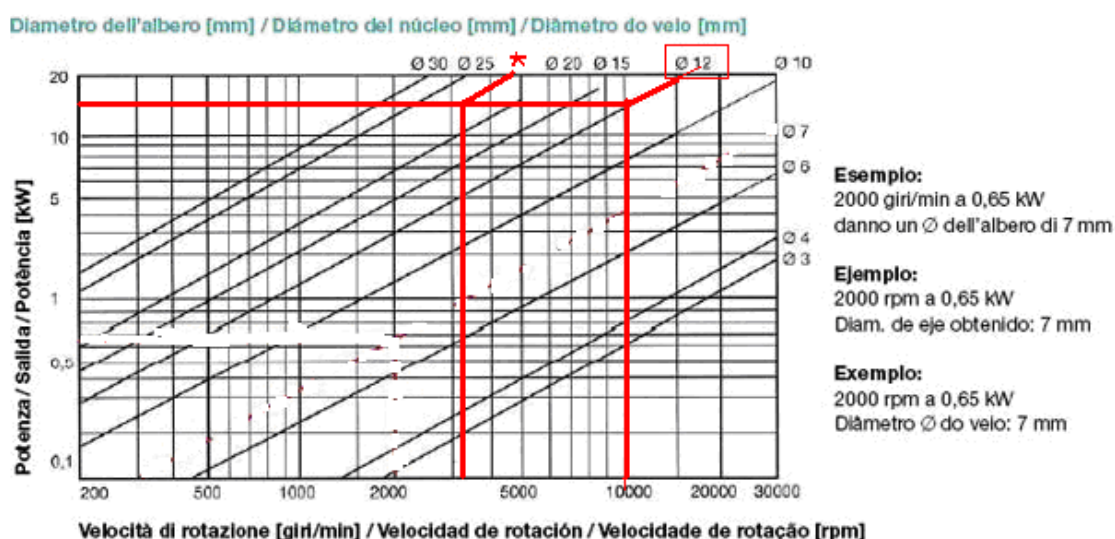
Se trata de 6 tornillos de 39mm de largo con 6 tuercas de 11mm de paso (3 en cada extremo del puente) que fijan las chapas de anclaje con el puente alineador.

En cuanto a los tornillos que unirán las chapas de anclaje al chasis aun no pueden ser calculados puesto que es posible que algún compañero de proyecto necesite esos puntos de unión para fijar algo y por tanto esos tornillos serán calculados en otra parte del proyecto.

7.2 Selección de rodamientos y ejes.

7.2.1 Ejes.

Lo primero que se debe de calcular es el tamaño del núcleo del eje, es decir, el tamaño mínimo exigido para poder transmitir la potencia y el par sin llegar a presentar deformaciones. (*Ref.22,23 y 24)




* $D = 22,5\text{mm}$

Figura 55. Gráfica selección de diámetro del eje.

Así pues el eje motor ha de tener, en todo momento, un diámetro mínimo de 12 mm. Mientras que el eje intermedio ha de ser de un diámetro mínimo de 22,5mm

Por otro lado, hay que señalar que como los ejes son lineales, no se debes estudiar su curvatura.

Los chaveteros realizados en los ejes irán acorde a las disposiciones geométricas de los elementos de transmisión de potencia, que posteriormente mediante su modelación se podrán apreciar al detalle.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

7.2.2 Rodamientos.

En primer lugar, se deben calcular todos los esfuerzos sobre los ejes que producen los elementos de transmisión de potencia, para poder conocer la fuerza que deberán soportar los rodamientos. (*Ref.19)

Posteriormente, con ayuda de un catálogo de rodamientos se realizará la selección mas óptima de estos.

- **Eje motor:**

Haciendo un esquema del eje motor se observa que las fuerzas que hay que calcular son las fuerzas resultantes de transmisión de las correas y la fuerza del peso.

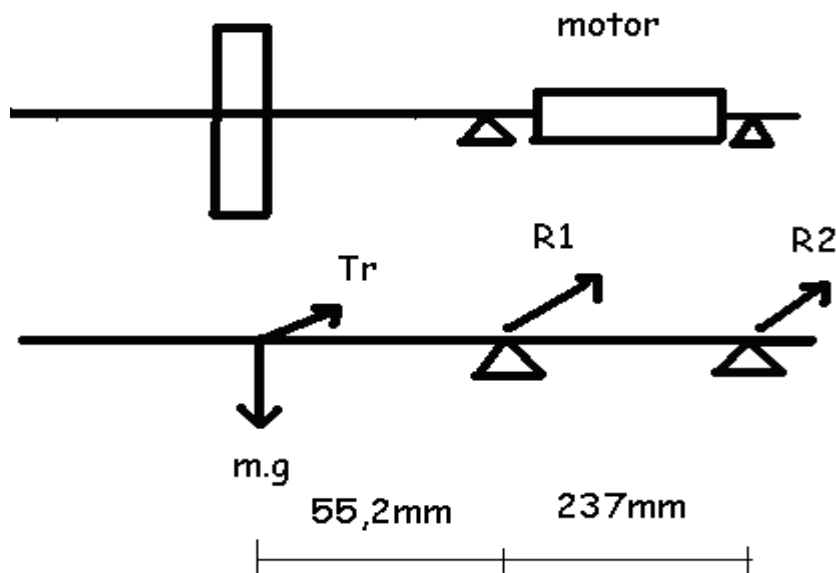


Figura 56. Fuerzas sobre eje motor.

A continuación se obtienen las fuerzas resultantes sobre las correas debidas a la transmisión.

Donde:

$$\beta = \text{Sen}\beta = (R-r) / a \quad ; \quad (T_1/T_2) = e^{\mu\alpha} \quad \text{donde } \mu = 0,3$$

$$\text{Cos } \beta = 1 - [(\text{Sen}\beta)^2 / 2] \quad ; \quad T_1 + T_2 = \text{Pot} / (\omega \cdot R_p)$$

$$\alpha = \pi - 2 \beta = \pi - [(D-d) / a]$$

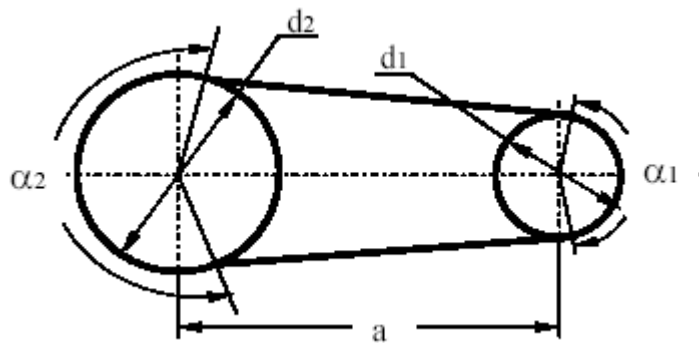


Figura 57. Esquema de distancias y ángulos de abrace .

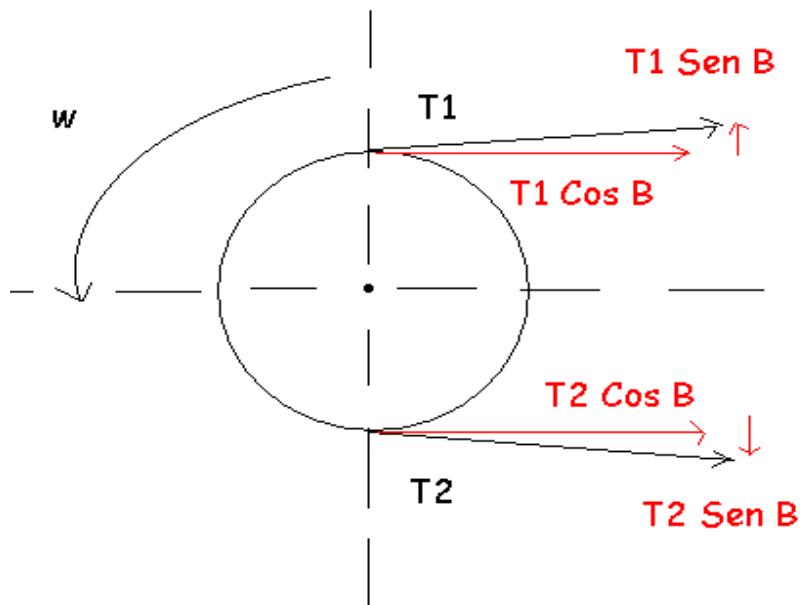



Figura 58. Esfuerzos debidos a las tensiones en la correa.

Polea 1: →

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Datos: $a = 268 \text{ mm}$; $R = D/2$; $D = 189,15 \text{ mm}$; $r = d/2$; $d = 61,8 \text{ mm}$; $\omega = 10000 \text{ rpm} = 1047,2 \text{ rad/s}$; $R_P = (61,8 / 2) = 30,9 \text{ mm}$; $Pot = 15 \text{ Kw}$

$$\beta = \text{Sen}\beta = (R-r) / a = 0,2376 \text{ rad} = 13,61^\circ$$

$$\text{Cos } \beta = 1 - [(\text{Sen}\beta)^2 / 2] = 0,999 \text{ rad}$$

$$\alpha = \pi - 2 \beta = \pi - [(D-d) / a] = 2,67 \text{ rad} = 152,8^\circ$$

$$(T_1/T_2) = e^{\mu \alpha} = 2,23$$

$$T_1 + T_2 = Pot / (\omega \cdot R_P) = 463,55 \text{ N}$$

$$\text{Luego } T_2 = 141,54 \text{ N} \text{ y } T_1 = 322 \text{ N}$$

Así pues la resultante T_r será:

$$\{[(T_1 + T_2) \text{Cos } \beta]^2 + [(T_1 - T_2) \text{Sen}\beta]^2\}^{1/2} = \{(463,09)^2 + (180,46)^2\}^{1/2} = 497 \text{ N}$$

$$\boxed{T_r (\text{polea 1}) = 497 \text{ N}}$$

A continuación se calcula la resultante total debida también al peso de las polea.

$$\boxed{F_r = [(m \cdot g)^2 + (T_r)^2]^{1/2}}$$

$$\boxed{F_{r1} = [(0,287 \cdot 9,81)^2 + (497)^2]^{1/2} = 497 \text{ N}}$$

Una vez que obtenida la fuerza que ejercerá la polea se puede conocer cuanto debe aguantar cada uno por el sumatorio de fuerzas y momentos.

$$\sum F = 0 ; F_{r1} = R_1 + R_2$$


$$\sum M_{r2} = 0 ; (F_{r1} \cdot 292,2) - (R_1 \cdot 237) = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow R_1 = 612,87 \text{ N} = 0,61 \text{ kN} \rightarrow R_2 = -115,78 \text{ N} = -0,116 \text{ kN}$$

Sabiendo que se van a utilizar rodamientos cilíndricos y conociendo la fuerza a soportar se procede a su selección. (*Ref.26 y 27)

$$\boxed{F_{e1} = V F_{r1} = 0,61 \text{ kN} , \text{ donde: } V = 1 \text{ pues gira el anillo interior}}$$

$$\boxed{F_{e2} = V F_{r2} = 0,116 \text{ kN} , \text{ donde: } V = 1 \text{ pues gira el anillo interior}}$$

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Para rodamientos cilíndricos se tiene:

Parámetros de Weibull: $u = 4,439$; $v = 0,02$; $w = 1,483$; $a = 10/3$

Se Busca ahora la carga requerida que viene dada por la siguiente fórmula:

$$\mathbf{C_{req} = F_e (L_{10})^{(1/a)}}$$

La duración nominal viene dada por la siguiente formula:

$$\mathbf{L_{10} = L_r / [v + u (Ln 1/R)^{(1/w)}] \text{ donde } R = \text{fiabilidad} = 98\%}$$

Y a su vez la vida útil para una fiabilidad del 98% viene dada por:

$$\mathbf{L_r = N(h) \cdot 60(\text{min/h}) \cdot n (\text{rev/min}) \cdot 10 \exp -6}$$

Así pues, suponiendo que las horas de funcionamiento sea de 3 horas /día x 365 días al año y suponiendo unos 15 años de vida útil, se obtienen 16.425 horas.

$$\mathbf{L_2 = 16425 \cdot 60 \cdot 10000 \cdot 10 \exp -6 = 9855 \text{ Mrev}}$$

$$\mathbf{L_{10} = 9855 / [0,02 + 4,439(Ln 1/0,98)^{(1/1,483)}] = 29019,36 \text{ Mrev}}$$

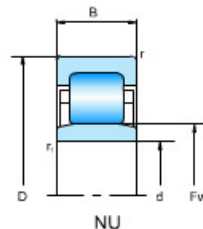
$$\mathbf{C_{req1} = 612,87 (29019,36)^{(3/10)} = 13371,3N = 13,4kN}$$

$$\mathbf{C_{req2} = 115,78 (29019,36)^{(3/10)} = 2526,04 = 2,5kN}$$

Tomando un catálogo de un fabricante (KML) de una determinada serie (NU10) se selecciona el rodamiento mas óptimo. (Apéndice VI)

Luego los rodamientos del eje (motor) serán los NU1005

Series NU10



Dimensiones del limite (metros)			Rango de carga basica(kN)		Velocidades limite(rpm)		Masa (Kg)	Numero de rodamiento		
d	D	B	f _s Minimo	f _{s1} Minimo	Cr	Cor	Grasa	Aceite	(Aproximadamente)	KML
25	47	12	0.6	0.3	15.1	14.1	16,000	19,000	0.092	NU1005

Figura 59. Rodamiento seleccionado I.

Ambos serán iguales ya que son los rodamientos más pequeños de la gama y cumplen con las sollicitaciones de nuestro caso.

- **Eje intermedio:**

Haciendo un esquema del eje intermedio, se observa que las fuerzas que a calcular son las fuerzas resultantes de transmisión de las correas y la fuerza del peso.

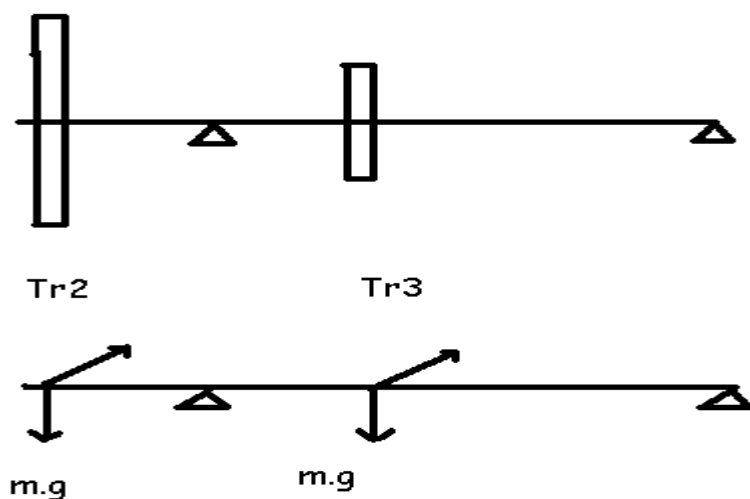


Figura 60. Fuerzas sobre eje intermedio.

A continuación se buscan las fuerzas resultantes sobre las correas debidas a la transmisión.

Donde:

$$\beta = \text{Sen}\beta = (R-r) / a \quad ; \quad (T_1/T_2) = e^{\mu\alpha} \quad \text{donde } \mu = 0,3$$

$$\text{Cos } \beta = 1 - [(\text{Sen}\beta)^2 / 2] \quad ; \quad T_1 + T_2 = \text{Pot} / (\omega \cdot R_p)$$

$$\alpha = \pi - 2\beta = \pi - [(D-d) / a]$$

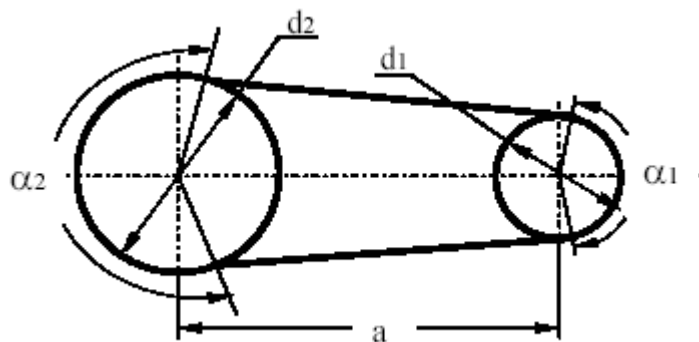


Figura 61. Esquema de distancias y ángulos de abrce.

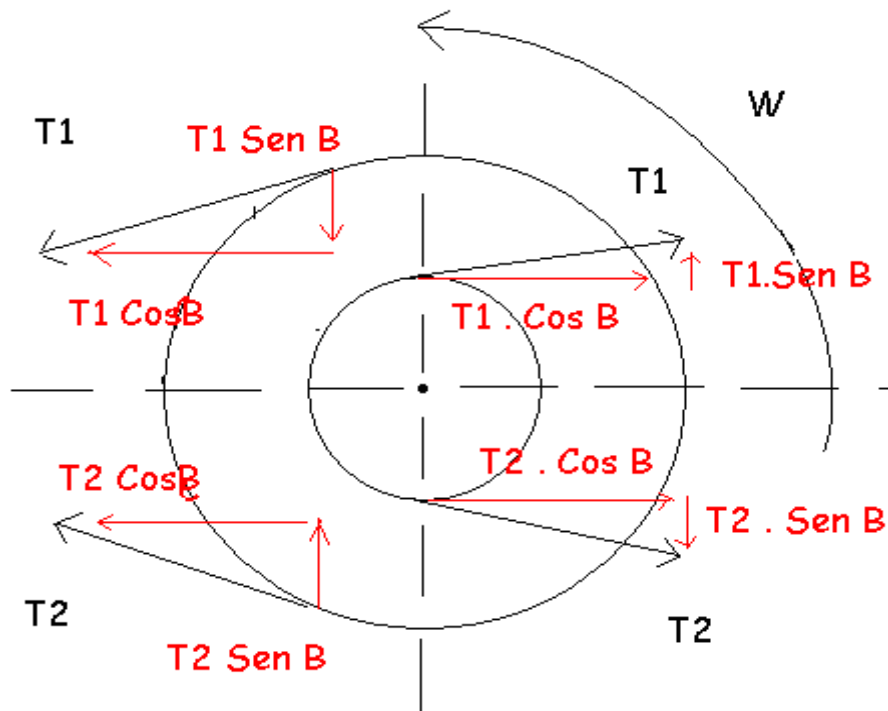



Figura 62. Esfuerzos debidos a las tensiones en la correa.

Así pues, se obtienen las siguientes resultantes:

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Polea 2: →

Datos: $a = 268 \text{ mm}$; $R = D/2$; $D = 189,15 \text{ mm}$; $r = d/2$; $d = 61,8 \text{ mm}$;
 $\omega = 3276,53 \text{ rpm} = 343,12 \text{ rad/s}$; $R_P = (189,15 / 2) = 94,58 \text{ mm}$; $Pot = 15 \text{ Kw}$

$$\beta = \text{Sen}\beta = (R-r) / a = 0,237 \text{ rad} = 13,6^\circ$$

$$\text{Cos } \beta = 1 - [(\text{Sen}\beta)^2 / 2] = 0,99 \text{ rad}$$

$$\alpha = \pi + 2 \beta = \pi + [(D-d) / a] = 3,61 \text{ rad} = 207,2^\circ$$

$$(T_1/T_2) = e^{\mu \alpha} = 2,95$$

$$T_1 + T_2 = Pot / (\omega \cdot R_P) = 462,22 \text{ N}$$

$$\text{Luego } T_2 = 118,82 \text{ N} \text{ y } T_1 = 343,4 \text{ N}$$

La resultante T_r será:

$$\{[(T_1 + T_2) \text{Cos } \beta]^2 + [(T_1 - T_2) \text{Sen}\beta]^2\}^{1/2} = \{(452,97)^2 + (44,24)^2\}^{1/2} = 455,13 \text{ N}$$

$$\boxed{\mathbf{T_r (polea2) = 455,13 \text{ N}}}$$

Polea 3: →

Datos: $a = 570 \text{ mm}$; $R = D/2$; $D = 189,15 \text{ mm}$; $r = d/2$; $d = 61,8 \text{ mm}$;
 $\omega = 3276,53 \text{ rpm} = 343,12 \text{ rad/s}$; $R_P = (61,8 / 2) = 30,9 \text{ mm}$; $Pot = 15 \text{ Kw}$

$$\beta = \text{Sen}\beta = (R-r) / a = 0,223 \text{ rad} = 12,8^\circ$$

$$\text{Cos } \beta = 1 - [(\text{Sen}\beta)^2 / 2] = 0,975 \text{ rad}$$

$$\alpha = \pi - 2 \beta = \pi - [(D-d) / a] = 2,69 \text{ rad} = 154,4^\circ$$

$$(T_1/T_2) = e^{\mu \alpha} = 2,24$$

$$T_1 + T_2 = Pot / (\omega \cdot R_P) = 1414,77 \text{ N}$$


$$\text{Luego } T_2 = 436,66 \text{ N} \text{ y } T_1 = 978,11 \text{ N}$$

La resultante T_r será:

$$\{[(T_1 + T_2) \text{Cos } \beta]^2 + [(T_1 - T_2) \text{Sen}\beta]^2\}^{1/2} = \{(1379,4)^2 + (120,74)^2\}^{1/2} = 1384,6 \text{ N}$$

$$\boxed{\mathbf{T_r (polea3) = 1384,6 \text{ N}}}$$

Ahora se calcula la resultante total debida también al peso de las poleas.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Sabiendo que el peso de las poleas es: $m_{\text{pequeña}} = 0,278 \text{ Kg}$

$$m_{\text{grande}} = 3,2 \text{ Kg}$$

Se obtiene que las fuerzas resultantes son:

$$Fr = [(m \cdot g)^2 + (Tr)^2]^{1/2}$$

$$Fr_3 = [(0,278 \cdot 9,81)^2 + (1384,6)^2]^{1/2} = 1384,6 \text{ N}$$

$$Fr_2 = [(3,2 \cdot 9,81)^2 + (455,13)^2]^{1/2} = 456,21 \text{ N}$$

Una vez que ya obtenidas las fuerzas que ejercerán las poleas, sabiendo las disposiciones geométricas que han de adoptar los elementos sobre el eje, se puede conocer cuanta carga debe aguantar cada rodamiento por el sumatorio de fuerzas y momentos.

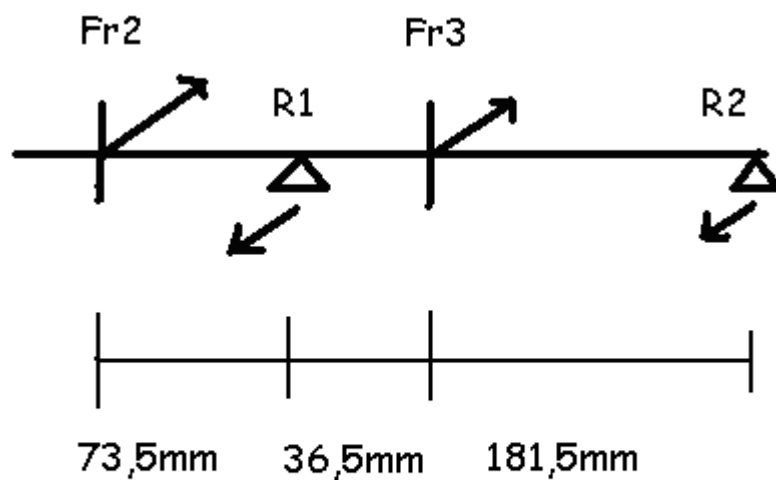



Figura 63. Distribución de fuerzas.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

$$\sum F = 0 ; F_{r3} + F_{r2} = R_1 + R_2$$

$$\sum M_{r2} = 0 ; (F_{r3} \cdot 181,5) + (F_{r2} \cdot 291,5) - (R_1 \cdot 218) = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow R_1 = 1778,2 \text{ N} = 1,78 \text{ kN} \rightarrow R_2 = 74,13 \text{ N} = 0,074 \text{ kN}$$

Conociendo que se usarán rodamientos cilíndricos y sabiendo la fuerza a soportar se procederá a la selección de igual manera a la que se realizó anteriormente para los rodamientos del eje motor.

$$F_{e1} = V F_{r1} = 1,78 \text{ kN}, \text{ donde: } V = 1 \text{ pues gira el anillo interior}$$

$$F_{e2} = V F_{r2} = 0,074 \text{ kN}, \text{ donde: } V = 1 \text{ pues gira el anillo interior}$$

Donde para rodamientos cilíndricos se tiene:

$$\text{Parámetros de Weibull: } u = 4,439 ; v = 0,02 ; w = 1,483 ; a = 10/3$$

Se calcula ahora la carga requerida que viene dada por la siguiente formula:

$$C_{req} = F_e (L_{10})^{(1/a)}$$

Donde la duración nominal viene dada por la siguiente formula:

$$L_{10} = L_r / [v + u (\ln 1/R)^{(1/w)}] \text{ donde } R = \text{fiabilidad} = 98\%$$

Y a su vez la vida útil para una fiabilidad del 98% viene dada por:

$$L_r = N(h) \cdot 60(\text{min/h}) \cdot n (\text{rev/min}) \cdot 10 \exp -6$$

Así pues, suponiendo que las horas de funcionamiento serán de 3 horas /día x 365 días al año y unos 15 años de vida útil, se obtienen 16.425 horas.

$$L_2 = 16425 \cdot 60 \cdot 10000 \cdot 10 \exp -6 = 9855 \text{ Mrev}$$

$$L_{10} = 9855 / [0,02 + 4,439 (\ln 1/0,98)^{(1/1,483)}] = 29019,36 \text{ Mrev}$$

$$C_{req1} = 1778,2 (29019,36)^{(3/10)} = 37396 \text{ N} = 37,3 \text{ kN}$$

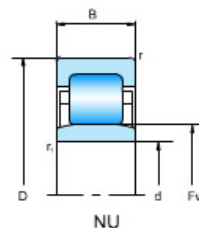
$$C_{req2} = 74,13 (29019,36)^{(3/10)} = 1617,3 \text{ N} = 1,6 \text{ kN}$$

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Luego se toma un catálogo de un fabricante (KML) de una determinada serie (NU10) y se selecciona el rodamiento mas optimo.

Rodamiento1:

Series NU10

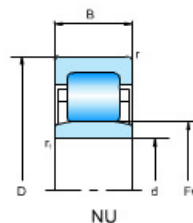


Dimensiones del limite (metros)				Rango de carga basica(kN)		Velocidades limite(rpm)		Masa (Kg)	Numero de rodamiento	
d	D	B	f_s Minimo	f_{s1} Minimo	Cr	Cor	Grasa	Aceite	(Aproximadamente)	KML
55	90	18	1.1	1	37.5	44.0	8,200	9,700	0.442	NU1011

Figura 64.Rodamiento seleccionado II.

Rodamiento 2:


Series NU10



Dimensiones del limite (metros)			Rango de carga basica(kN)		Velocidades limite(rpm)		Masa (Kg)	Numero de rodamiento		
d	D	B	f _s Minimo	f _{s1} Minimo	Cr	Cor	Grasa	Aceite	(Aproximadamente)	KML
25	47	12	0.6	0.3	15.1	14.1	16,000	19,000	0.092	NU1005

Figura 65.Rodamiento seleccionado III.

Por lo tanto, los rodamientos del eje (auxiliar) serán R1= NU1011 R2= NU1005

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

7.3 Análisis de elementos finitos de los anclajes.

7.3.1 Planteamiento y distribución de cargas sobre la placa de anclaje.

Una vez diseñado todo el sistema, se procede a analizar, mediante elementos finitos, las piezas claves para verificar que efectivamente aguantan los esfuerzos a los que están sometidos. Para ello, se hace el estudio de la chapa de anclaje izquierda que será la que mayores esfuerzos soporte dando por supuesto que si aguanta dicha placa, aguantará la otra por similitud geométrica.

En primer lugar, se lleva a cabo un estudio de las fuerzas que intervienen para poder colocarlas de forma más precisa sobre nuestro modelo.

Como hipótesis inicial suponemos que las uniones al chasis son rígidas, es decir, restringen movimientos y solo permiten giro.

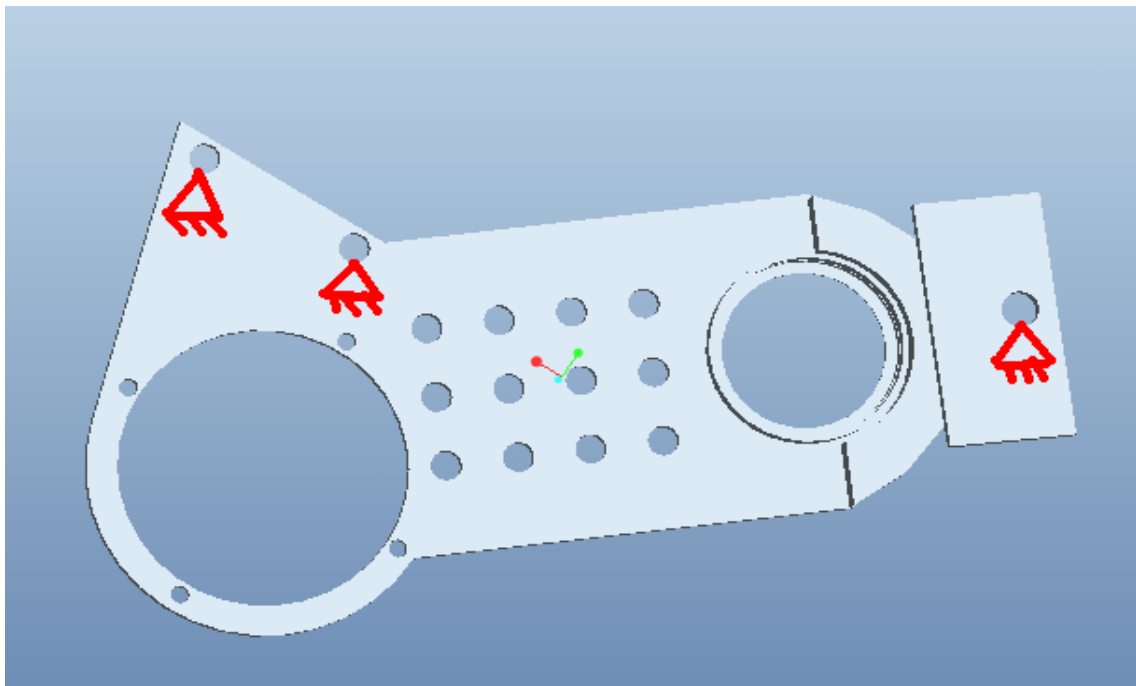


Figura 66. Apoyos.

A continuación vamos a calcular las fuerzas resultantes en el sistema.

Se comienza por la primera parte de la transmisión.

En primer lugar atenderemos las fuerzas provocadas por las correas y poleas.

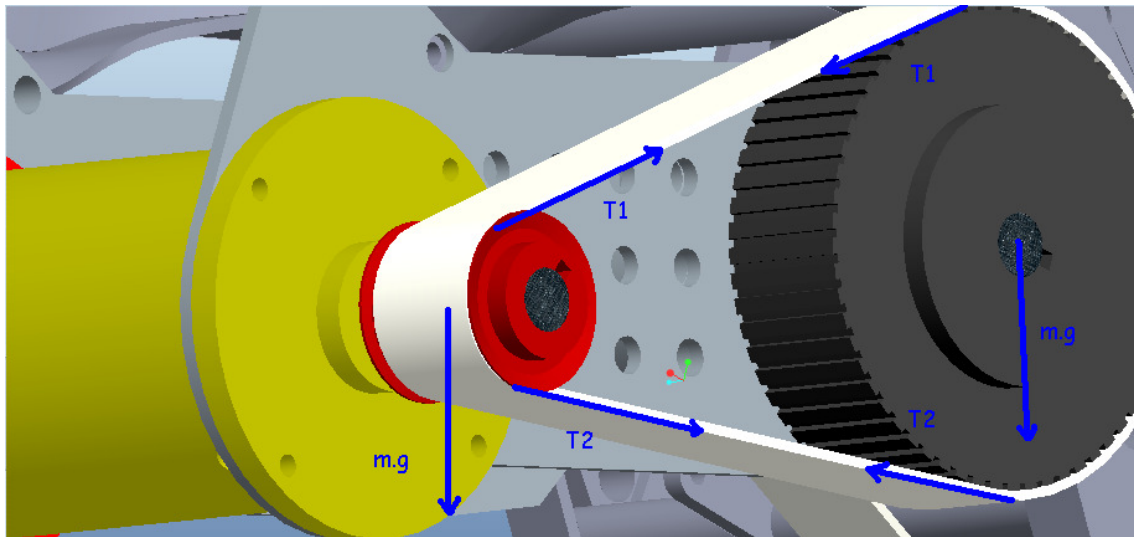


Figura 67.Reparto de fuerzas.

Se calcula la resultante sobre el eje:

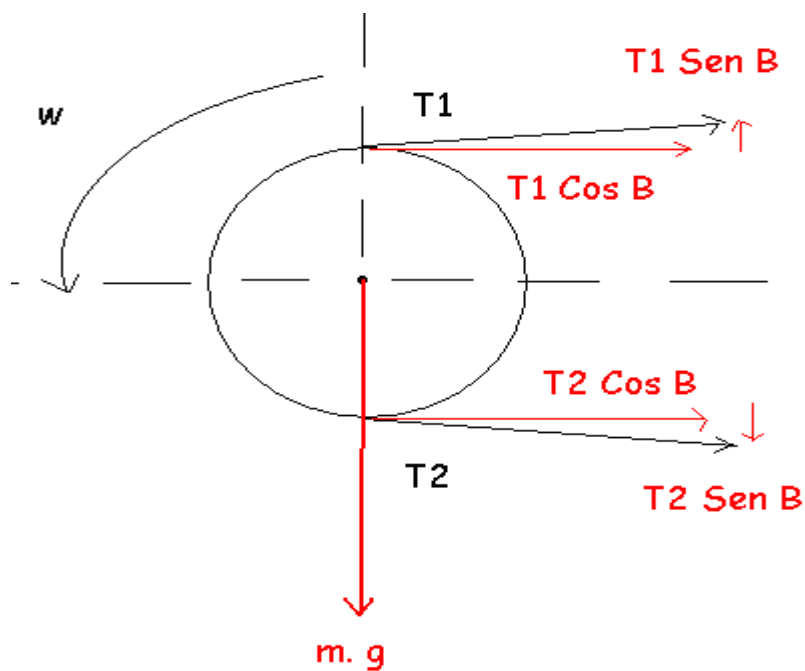


Figura 68.Fuerzas debidas a la polea menor.

Donde T_1 , T_2 y β fueron calculados con anterioridad para el cálculo de la selección de rodamientos luego en el centro del eje tendremos:

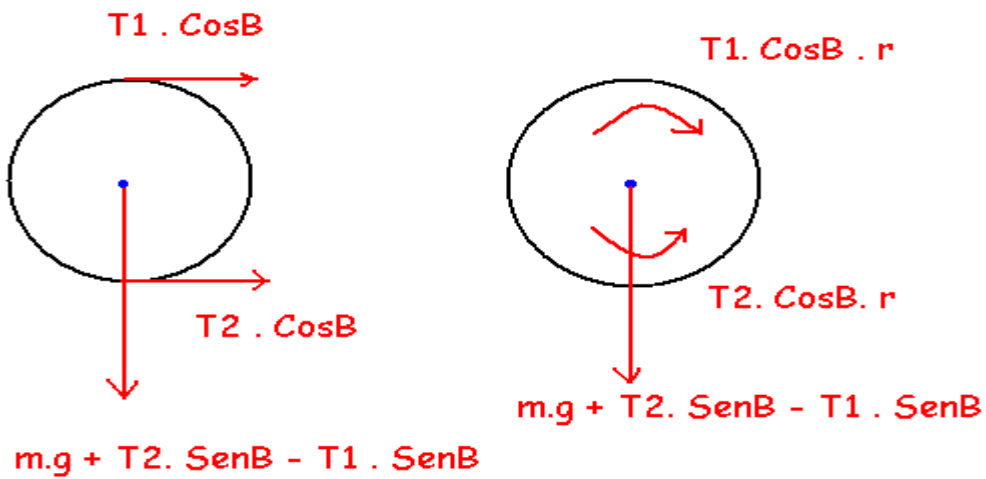


Figura 69. Distribución de esfuerzos.

$$F_y = 0,278 \cdot 9,81 + 141,54 \cdot \text{Sen } 13,61 - 322 \cdot \text{Sen } 13,61 = -39,74 \text{ N}$$

$$M_o = (322 - 141,54) \cdot \text{Cos } 13,61 \cdot 0,025 = 4,38 \text{ Nm}$$

Luego tenemos:

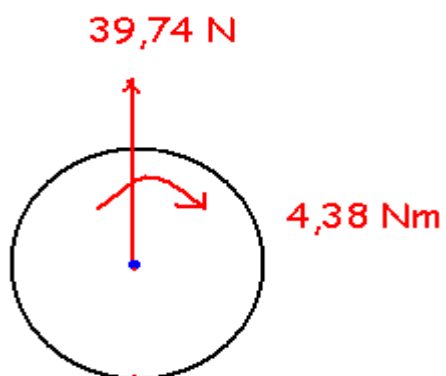



Figura 70. Cargas sobre el eje.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Una vez conocidas las cargas o esfuerzos que hay sobre el eje en la posición de la polea, se calculan las que se ejercerán en el mismo eje pero en la posición del anclaje:

Mo será el mismo, pero la fuerza Fz creará un momento en dirección – X.

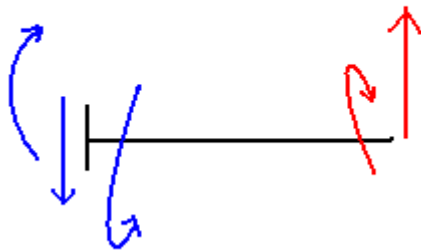


Figura 71. Esfuerzos en el punto de anclaje sobre el eje.

Luego ya viendo las reacciones que por ley de acción reacción, son iguales en módulo, pero de sentido contrario, se pueden ya distribuir a los puntos de anclaje que unen el conjunto con el anclaje.

Al ser 4 agujeros simétricos respecto al punto de aplicación, simplemente, se deben calcular los valores en el punto de aplicación y dividirlos entre 4, respetando los sentidos de cada esfuerzo, lo cual se obtiene para el punto de aplicación lo siguiente:

$$M_o = 4,38 \text{ Nm (en dirección Z)}$$

$$F_y = 39,74 \text{ N (en dirección -Y)}$$

$$M_h = 39,74 \cdot (56/2 + 43 + 3,5) \cdot 10^{-3} = 2,96 \text{ Nm (en dirección X)}$$

Luego los esfuerzos a soportar por cada agujero serán:

$$M_o' = 1,095 \text{ Nm (en dirección Z)}$$


$$F_y' = 9,935 \text{ N (en dirección -Y)}$$

$$M_h' = 0,74 \text{ Nm. (en dirección X)}$$

A continuación se realiza la distribución de los esfuerzos debidos al par del motor.

Luego el peso del motor y la carcasa se distribuyen entre las dos placas de anclaje obteniendo:

$$F_1 = F_2 = (m \cdot g) / 2 = (m_{\text{motor}} + m_{\text{carcasa}}) \cdot g$$

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Donde el peso de la carcasa será aproximadamente:

$$m = \rho \cdot V = 2300 \cdot [(\pi \cdot 0,26 / 4 \cdot (0,142^2 - 0,13^2))] = 1,53 \text{ Kg}$$

$$\text{Luego } F_1 = (10 + 1,53) 9,81 = 113,13 \text{ N}$$

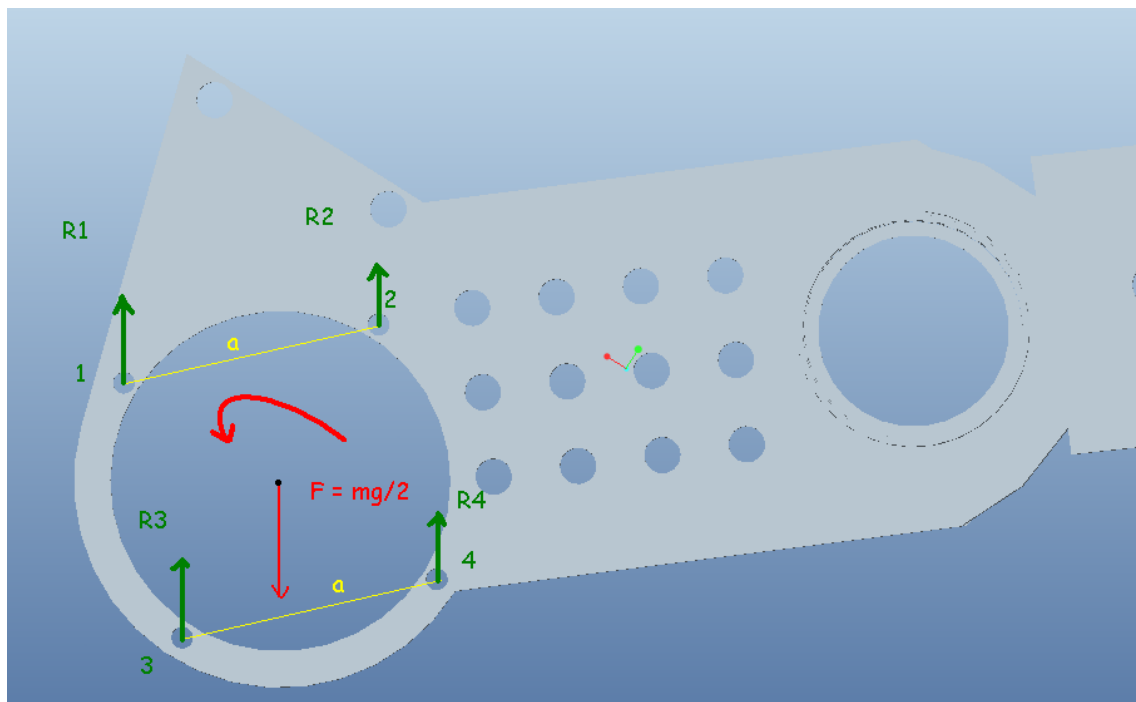


Figura 72. Reacciones debidas al par y peso del motor + carcasa.

$$R_a = R_1 + R_3 ; R_b = R_2 + R_4.$$

$$R_a = F_1 + (4 \text{ Par Max} / a) = 113,13 + (4 \cdot 15 / 0,10748) = 671,37 \text{ N}$$


$$R_b = F_1 - (4 \text{ Par Max} / a) = 113,13 - (4 \cdot 15 / 0,10748) = -445,1 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$R_1 = R_3 = R_a / 2 = 335,7 \text{ N}$$

$$R_2 = R_4 = R_b / 2 = -222,6 \text{ N}$$

Así pues, ya se conocen los esfuerzos totales sobre los agujeros.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Agujero 1 y 3 soportarán:

$$M_o' = 1,095 \text{ Nm (+Z)}; F_y' = 9,935 \text{ N(-Y)}; M_h' = 0,74 \text{ Nm(+X)}; R = 335,7 \text{ N(+Y)}$$

Agujero 2 y 4 soportaran:

$$M_o' = 1,095 \text{ Nm(+Z)}; F_y' = 9,935 \text{ N (-Y)}; M_h' = 0,74 \text{ Nm (+X)}; R = -222,6 \text{ N (+Y)}$$

A continuación, se sigue el estudio con la segunda parte de la transmisión, es decir, los esfuerzos debidos a los pesos de los componentes sobre la parte trasera del anclaje.

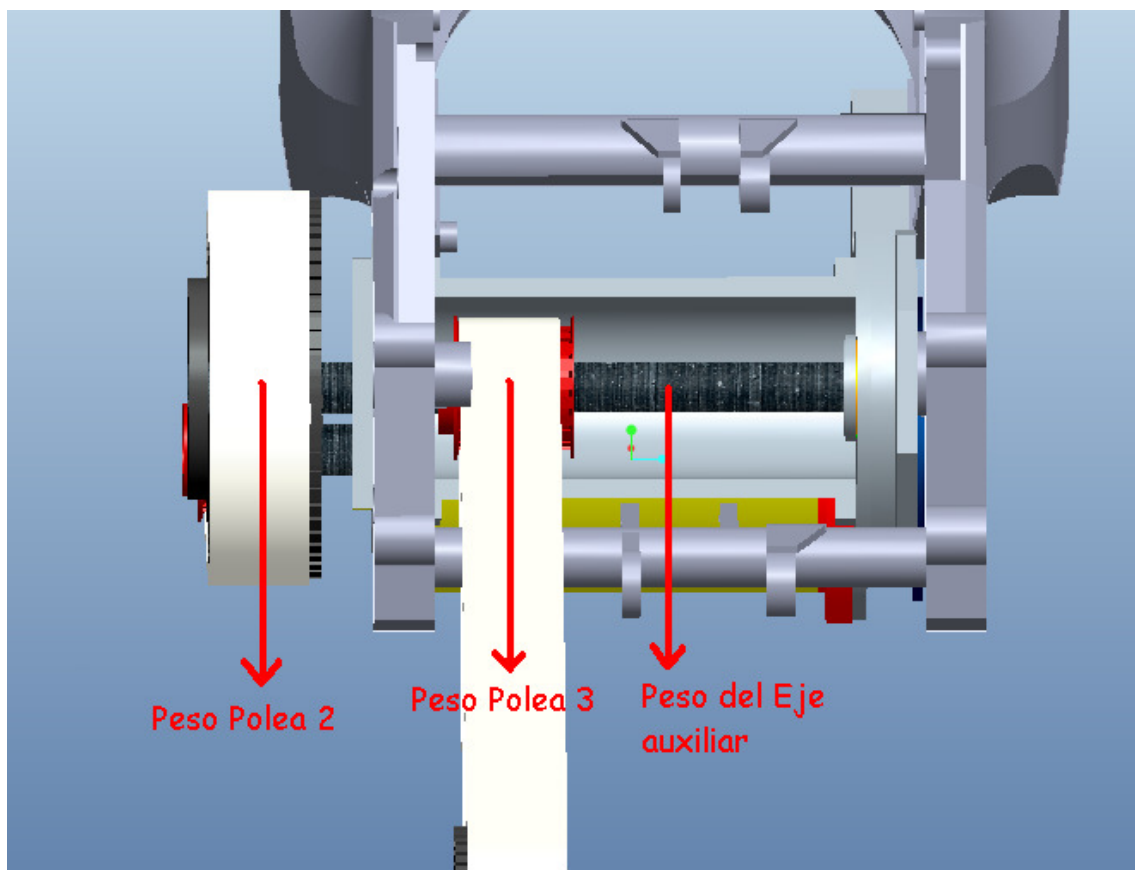



Figura 73. Peso de elementos significativos.

En principio, se calcula la reacción del peso en el anclaje, despreciando el peso del eje pues se distribuye entre las dos placas y es insignificante frente al peso de las poleas.

$$F_y = \sum \text{Pesos} = g \cdot (m_{\text{polea2}} + m_{\text{polea3}}) = 9,81 \cdot (3,2 + 0,278) = 34,119 \text{ N}$$

A continuación evaluamos el momento debido a los pesos en la placa:

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

$$M_x = (3,2 \cdot 74,03) - (0,278 \cdot 50,348) = 222,9 \text{ N.mm}$$

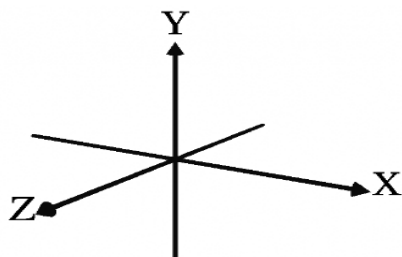
En la parte trasera de la placa de anclaje se tienen las siguientes reacciones:

$$F_y = 34,119 \text{ N (en dirección Y)}$$

$$M_x = 0,2229 \text{ N.m (en dirección X) *}$$

Una vez determinado el sistema de cargas en la placa se procede a realizar el análisis de elementos finitos.

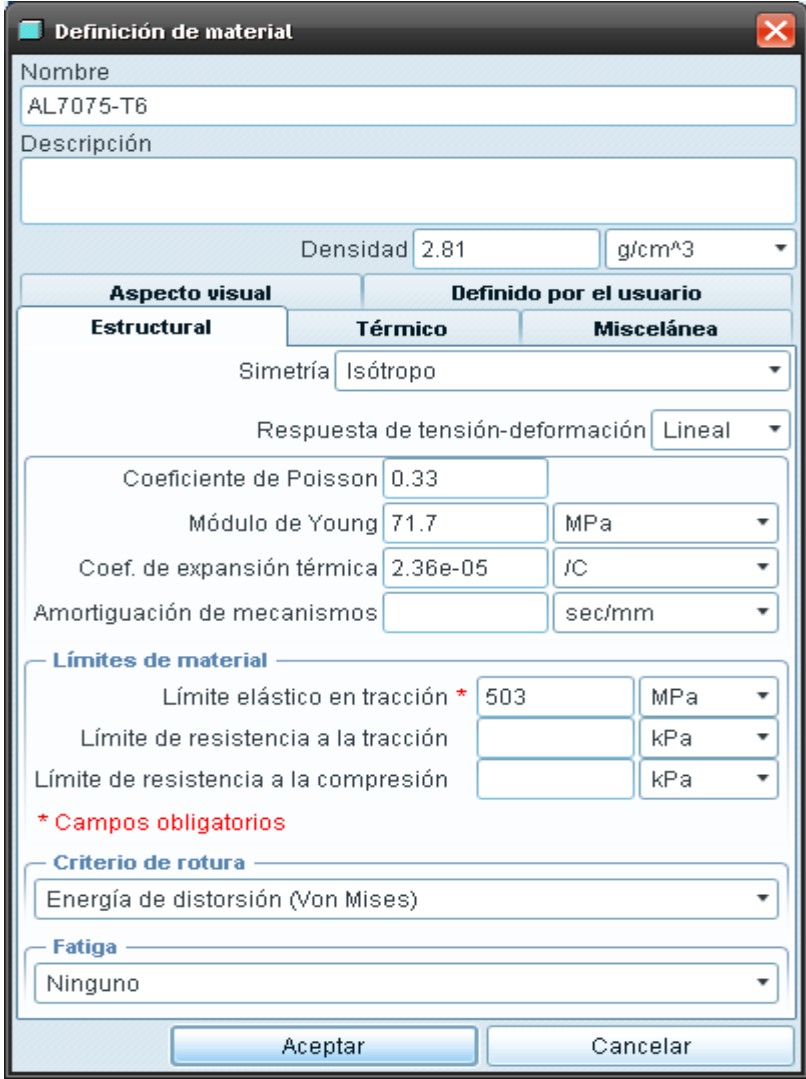
*NOTA: Los ejes referidos en los cálculos anteriores son según la siguiente configuración, la cual difiere en cuanto a la que usaremos en el ProE.



7.3.2 Análisis y resultados de la placa frente a sus esfuerzos.

Una vez definidas las cargas que entrarán en nuestro estudio, mediante la aplicación de mecánica de ProEngineer, se procede a montar dicho estudio. *(Ref.32)

En primer lugar, se debe asignar unas propiedades a nuestro material que será de aluminio (*Ref.28 y 29), el cual posee unas propiedades concretas que serán definidas en el programa; posteriormente, se crearán nuestras cargas aplicadas desde el centro de los agujeros, y se restringirán los grados de libertad del anclaje con el chasis para, finalmente, poder ver el comportamiento de la placa con sus cargas a soportar.



Definición de material

Nombre: AL7075-T6

Descripción:

Densidad: 2.81 g/cm³

Aspecto visual | **Definido por el usuario**

Estructural | **Térmico** | **Miscelánea**

Simetría: Isótropo

Respuesta de tensión-deformación: Lineal

Coeficiente de Poisson: 0.33

Módulo de Young: 71.7 MPa

Coef. de expansión térmica: 2.36e-05 /C

Amortiguación de mecanismos: sec/mm

Límites de material

Límite elástico en tracción *: 503 MPa

Límite de resistencia a la tracción: kPa

Límite de resistencia a la compresión: kPa

* Campos obligatorios

Criterio de rotura

Energía de distorsión (Von Mises)

Fatiga

Ninguno

Aceptar Cancelar

Figura 74. Propiedades del material.

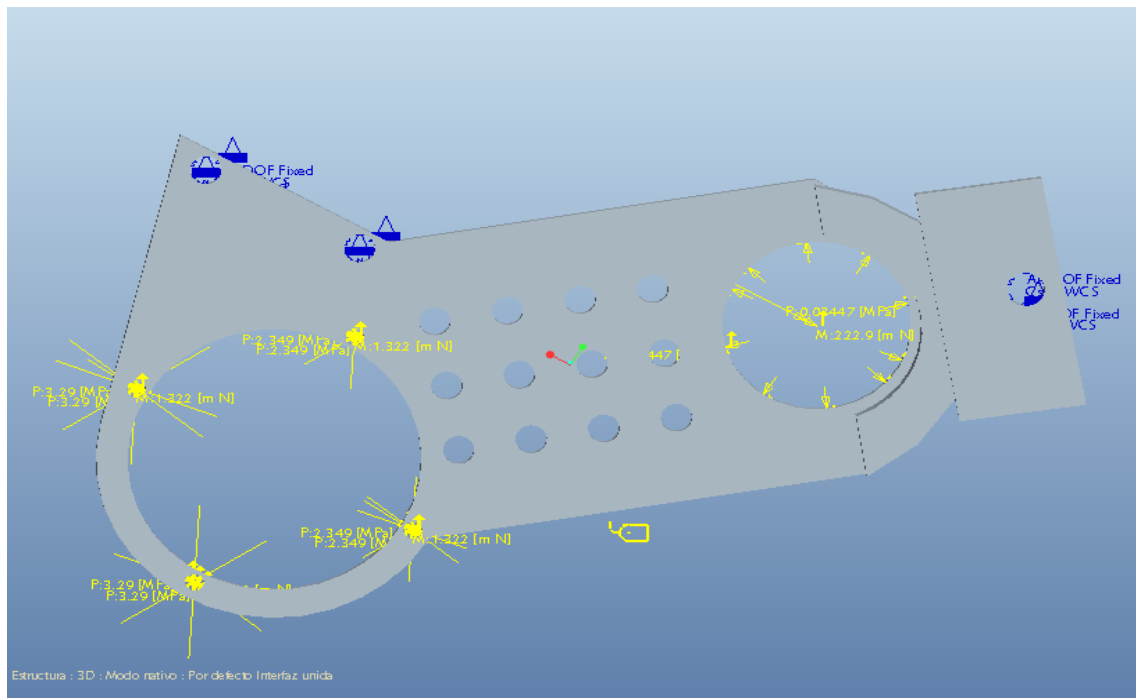


Figura 75. Creación del estudio en Mecánica.

Si se realiza un estudio lineal de las tensiones donde no nos fijamos en los límites del material, veremos en el esquema las zonas y la forma lineal en la que confluyen las tensiones debido a las cargas.

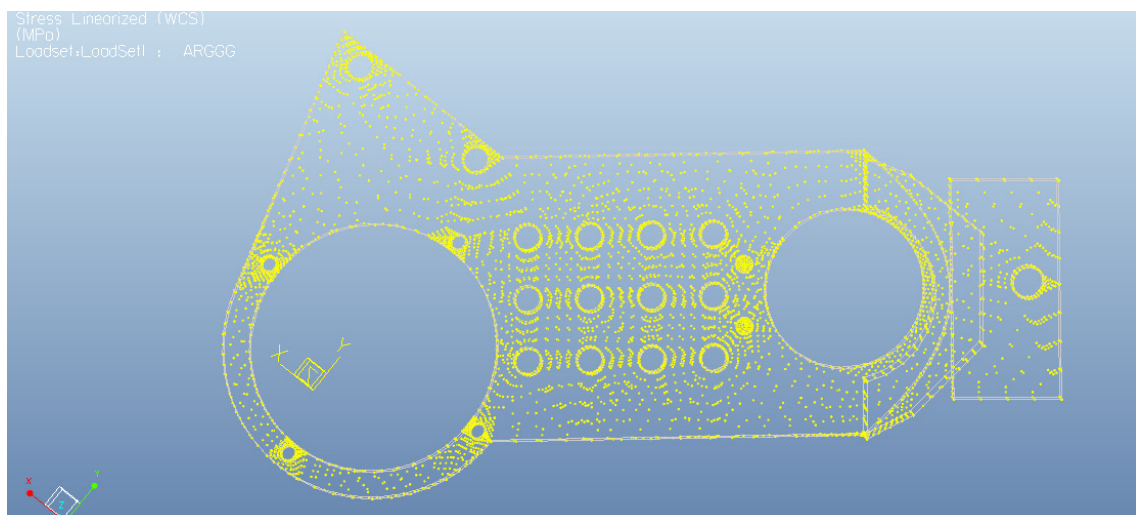


Figura 76. Tensiones lineales debidas a las cargas.

Posteriormente, se procede al análisis de la placa mediante las iteraciones de los cálculos matemáticos que conlleva el programa teniendo en cuenta el material.

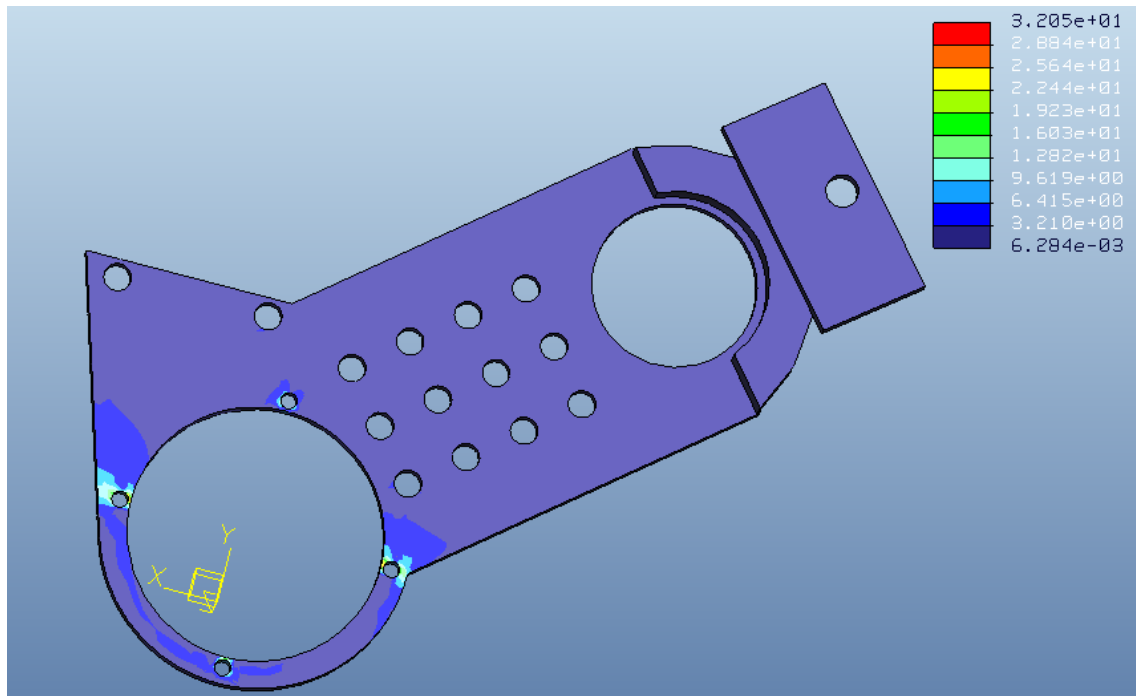


Figura 77. Esfuerzos Von Misses I [Mpa].

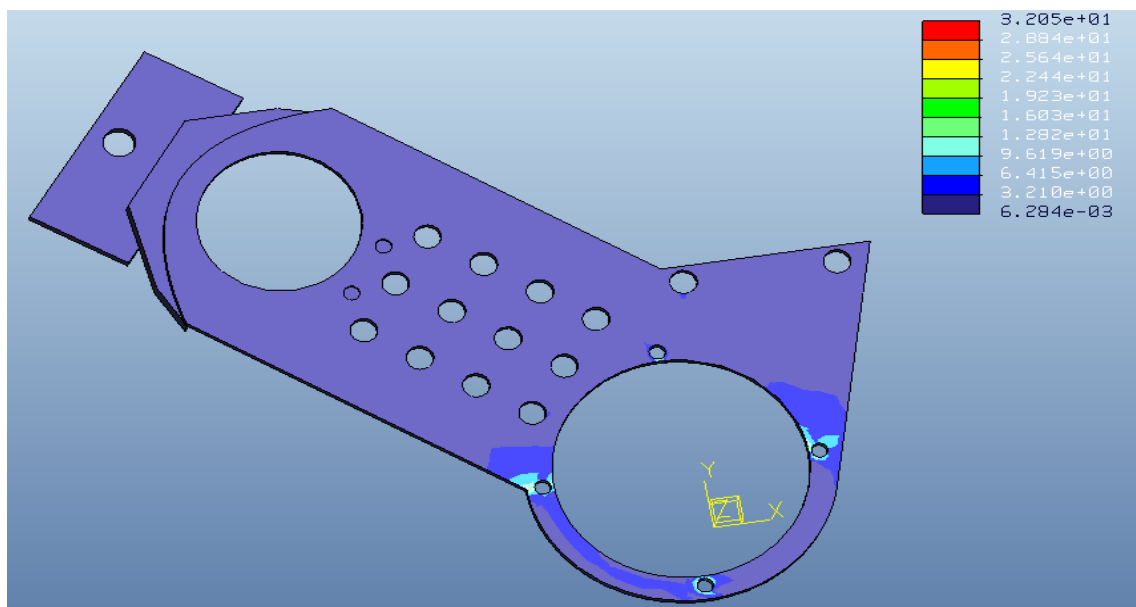


Figura 78. Esfuerzos Von Misses II [Mpa].

Como se aprecia nuestra placa va aguantar de forma muy segura los esfuerzos que se transmiten. No obstante, veamos más de cerca las zonas más cargadas para analizarlas de manera mas detallada.

Agujero 1:

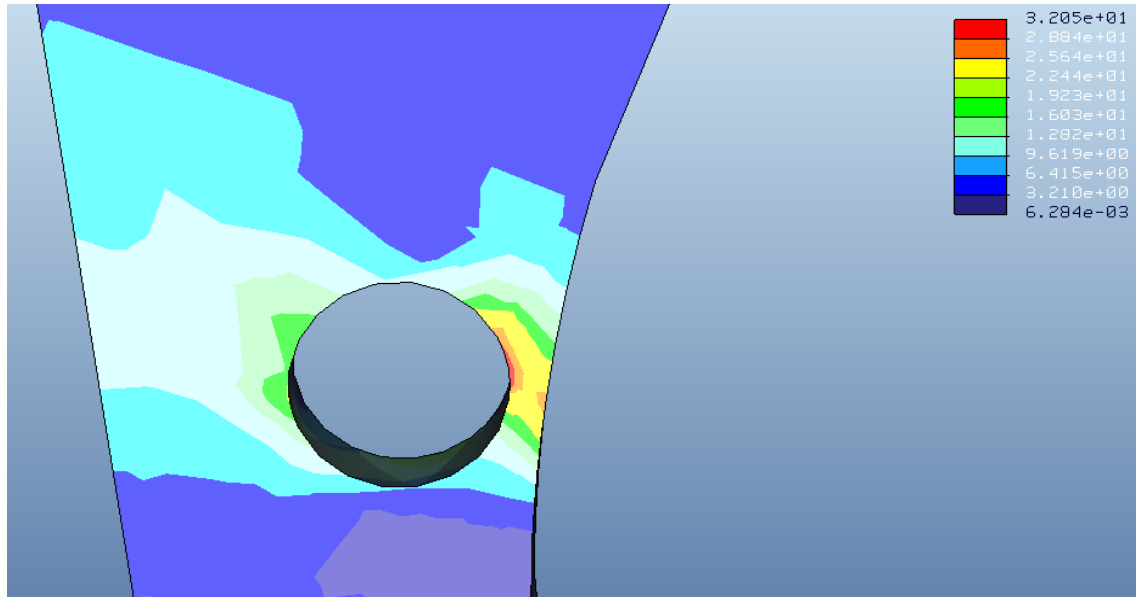


Figura 79. Tensiones en el agujero 1 [Mpa].

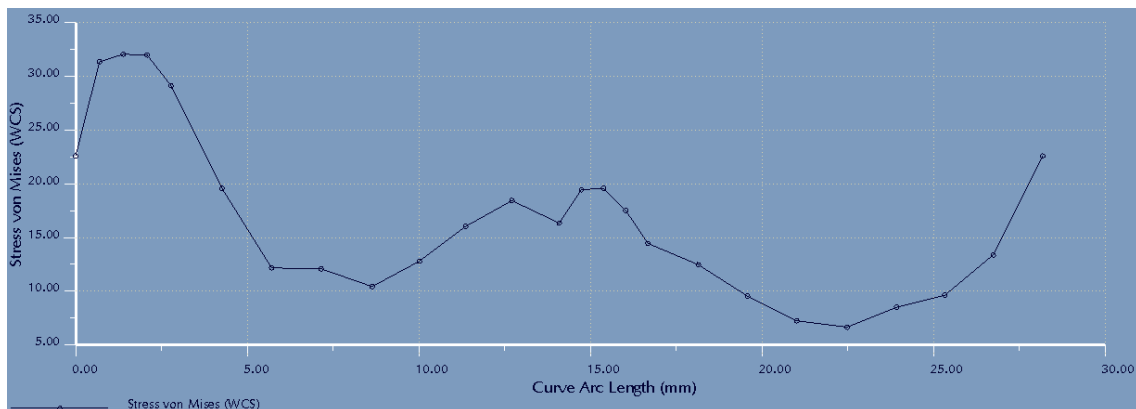


Figura 80. Gráfica tensional perimetral.

Agujero 2:

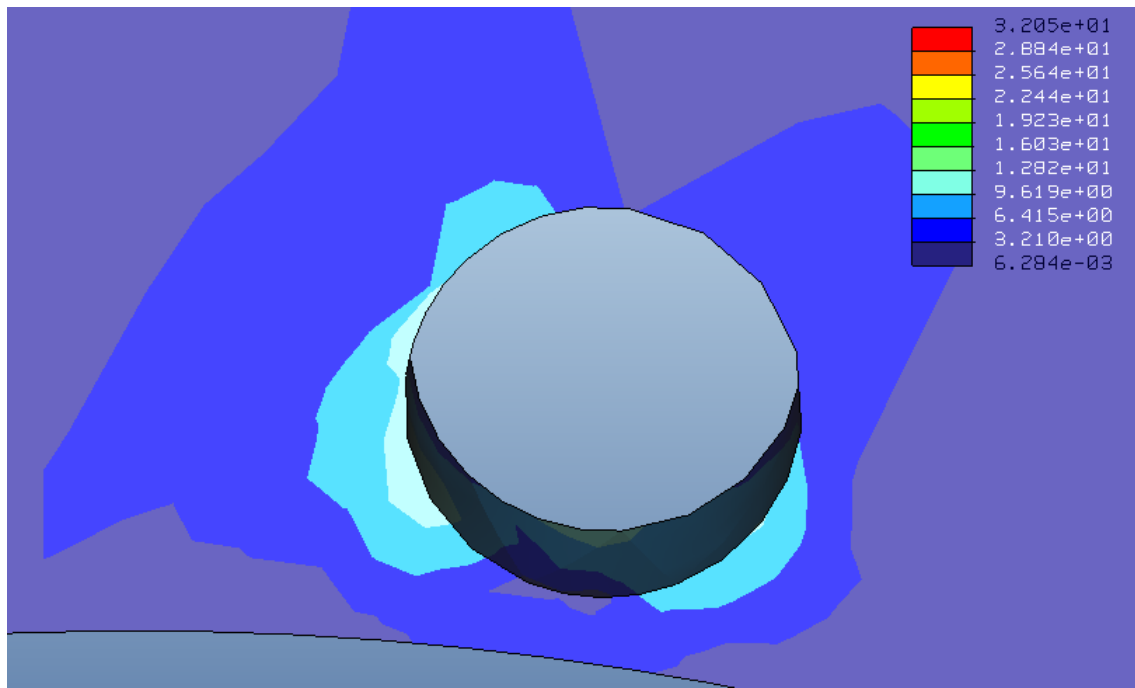


Figura 81. Tensiones en el agujero 2 [Mpa].

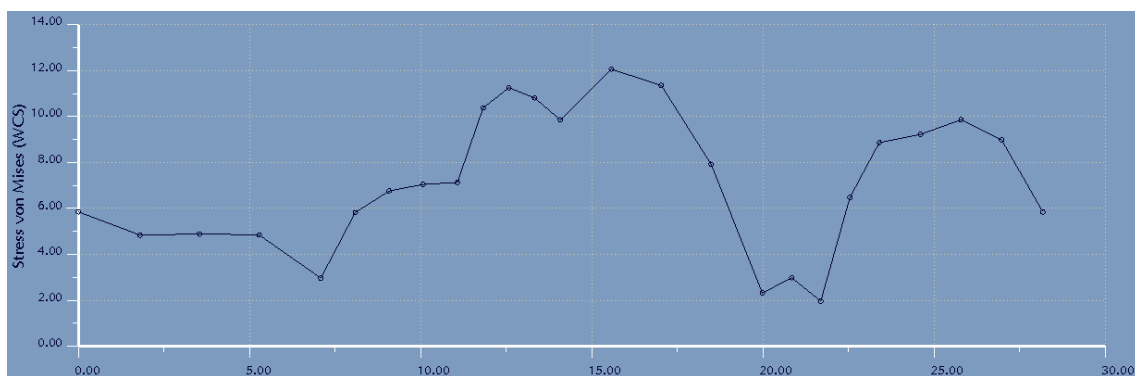


Figura 82. Gráfica tensional perimetral.

Agujero 3:

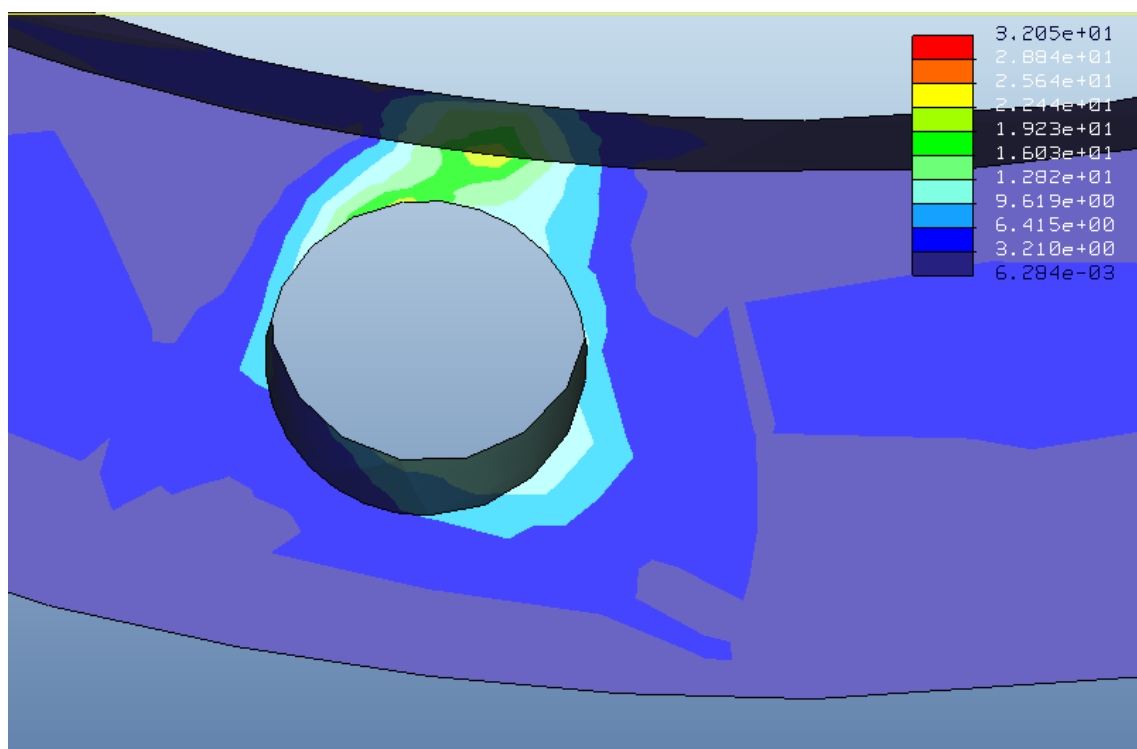


Figura 83. Tensiones en el agujero 3 [Mpa].

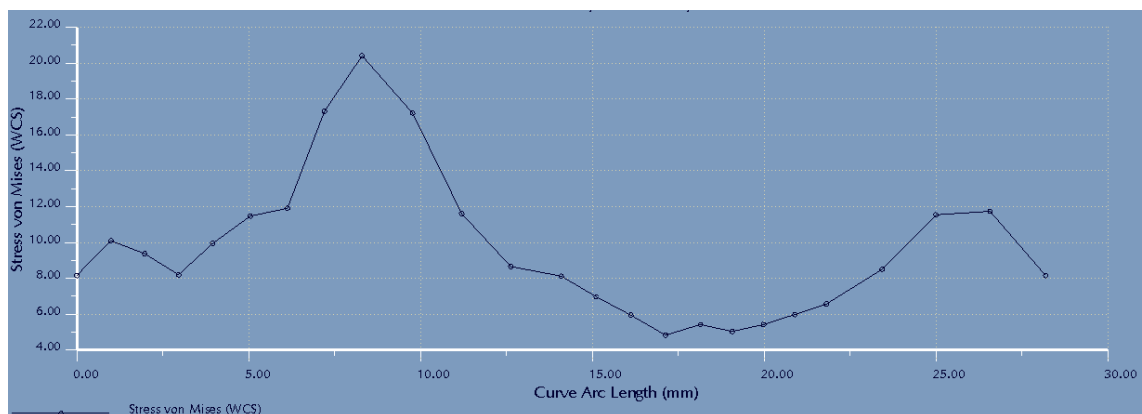


Figura 84. Gráfica tensional perimetral.

Agujero 4 :

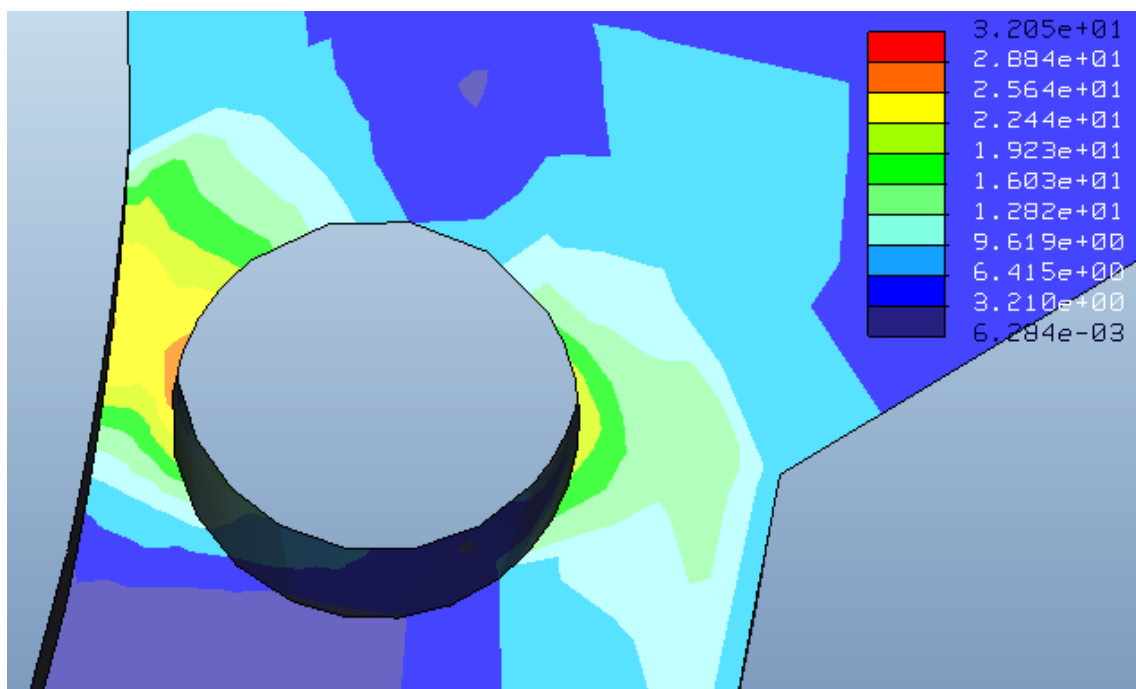


Figura 85. Tensiones en el agujero 4 [Mpa].

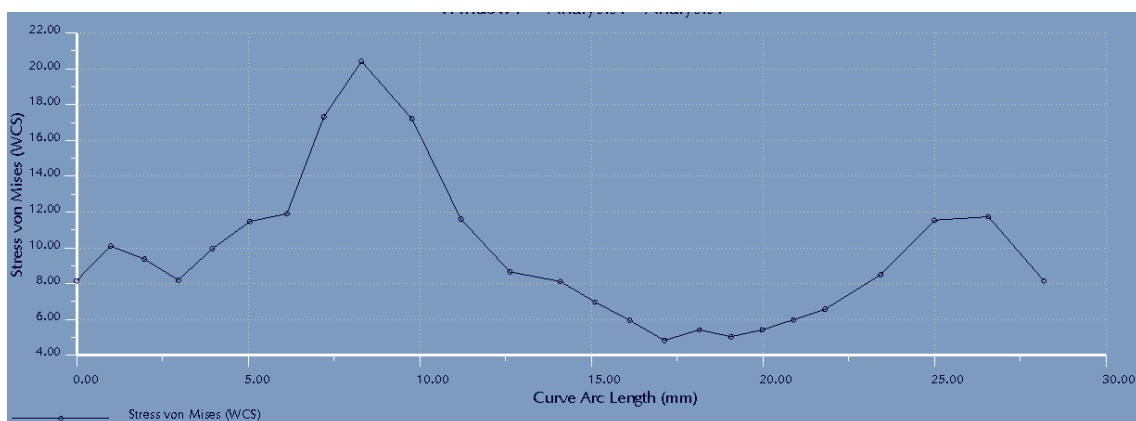



Figura 86. Gráfica tensional perimetral.

Se puede concluir el estudio afirmando que la placa de anclaje soportará con creces los esfuerzos a los que se encuentra sometida, puesto que en ningún punto de la placa las tensiones debidas a los esfuerzos son superiores al límite elástico del material, por lo tanto, no existirá deformación plástica del material, bajo dicho sistema de cargas.

Por otro lado, se puede observar que donde hay mayor tensión es en las aristas vivas, debido a que en dichas zonas debido a su mecanizado, se produce una mayor

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

concentración de tensiones. Estas áreas son las que, a priori, podrían ser las zonas donde se iniciaría una rotura, no a cargas estáticas sino a cargas dinámicas, luego en el hipotético caso de hacer ampliaciones en el sistema, montar más componentes o variar especificaciones del motor, deberían de tenerse muy en cuenta.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

7.3.3 Análisis y resultados del eje motor frente a sus esfuerzos.

Al igual que se hizo con la placa de anclaje, se hace un estudio del eje motor, puesto que será el que más cargado esté, debido al par motor, para comprobar su resistencia frente a los esfuerzos. Evidentemente al tratarse del eje más cargado, y teniendo en cuenta que el eje auxiliar su única misión es transmitir la potencia de la primera parte de la transmisión a la segunda, se da por hecho que si aguanta el eje motor aguantará el eje auxiliar.

En primer lugar, se calculan las fuerzas que se ejercerán debido al peso y a las tensiones de las correas.

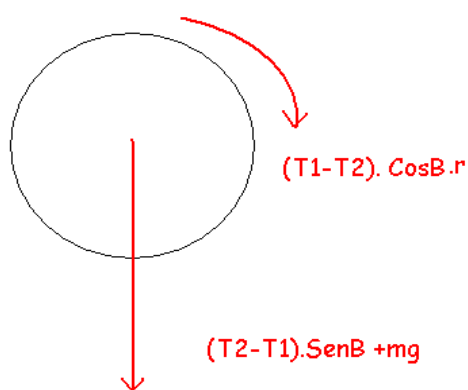


Figura 87.Distribución de fuerzas en el eje.

Donde $T_2 = 13,61^\circ$, 141,54 N , $T_1 = 322$ N , $r = 56/2$ mm y $m = 0,278$ Kg

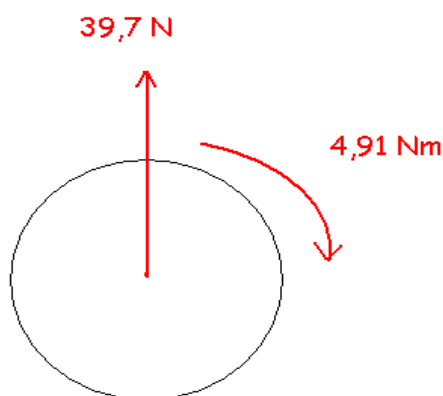



Figura 88.Distribución de fuerzas en el eje.

El par torsor debido al par producido por el motor es de 15 Nm, suponiendo que se transmite desde la mitad del motor, se obtiene el siguiente esquema de fuerzas.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

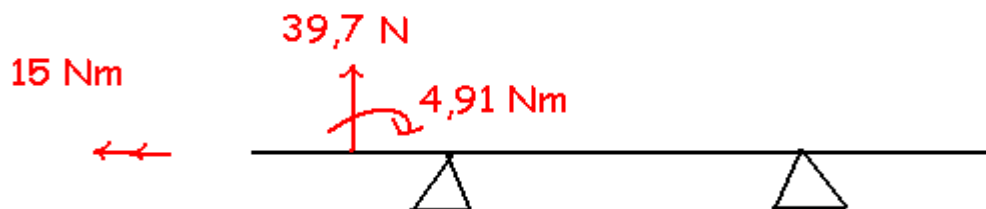


Figura 89. Distribución total de esfuerzos en el eje motor.

Una vez que asignadas unas propiedades a nuestro material que será de aluminio, el cual posee unas propiedades concretas que serán definidas en el programa, se crearán nuestras cargas aplicadas en el eje, y se restringirán los grados de libertad del eje con los rodamientos en el motor, para finalmente poder ver el comportamiento frente a las cargas a soportar.

Si realizamos un estudio lineal de las tensiones donde no nos fijamos en los límites del material, veremos en el esquema las zonas y la forma lineal en la que confluyen las tensiones debido a las cargas.

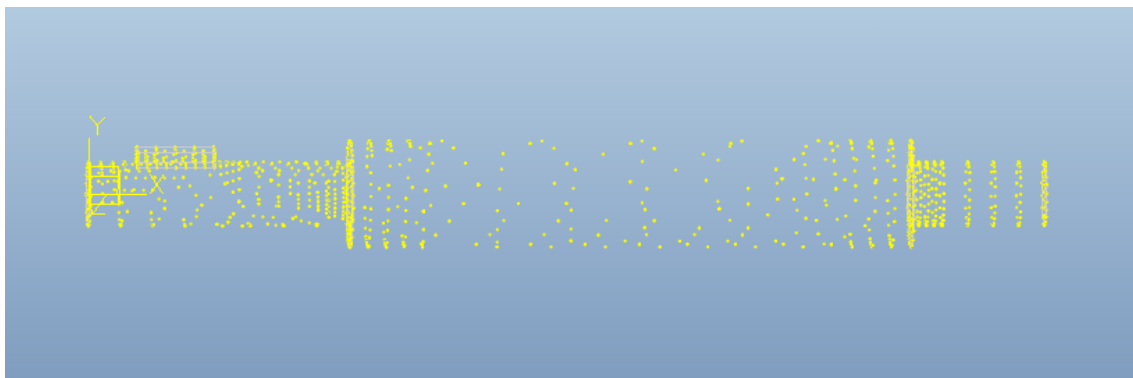


Figura 90. Tensiones lineales debidas a las cargas.

Posteriormente, se procede al análisis de la placa mediante las iteraciones de los cálculos matemáticos que conlleva el programa teniendo en cuenta el material.

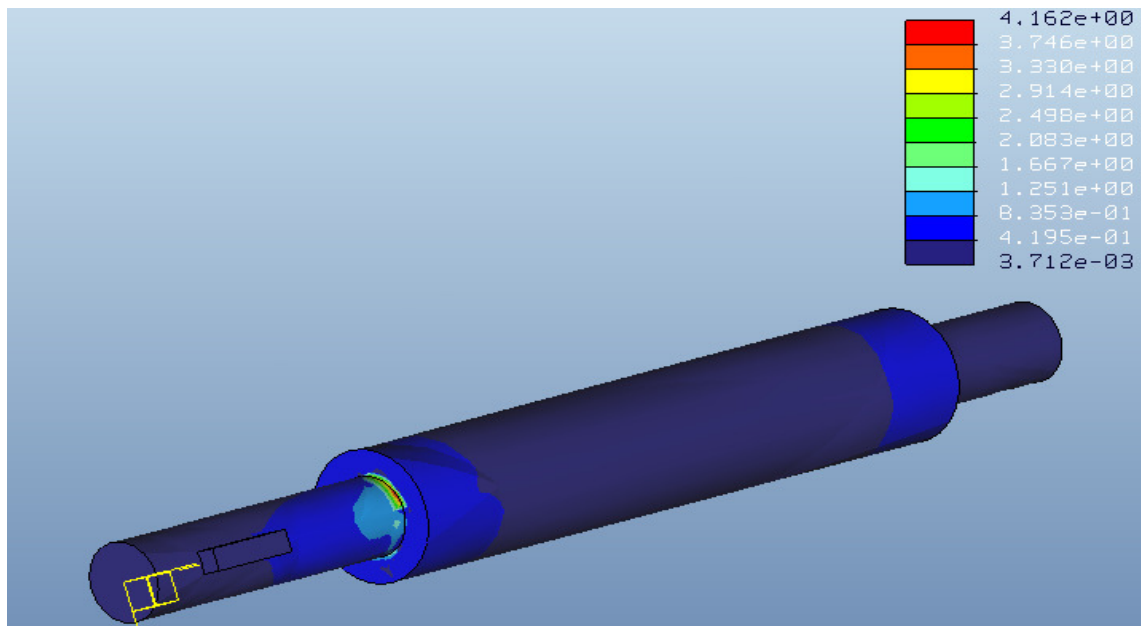


Figura 91. Esfuerzos Von Mises [Mpa].

Como era de esperar las mayores concentraciones de tensiones en el eje se encuentran el cambio de diámetro y cerca de los apoyos, en nuestro caso, en los rodamientos cilíndricos.

A continuación se muestran unas vistas más cercanas de las secciones críticas.

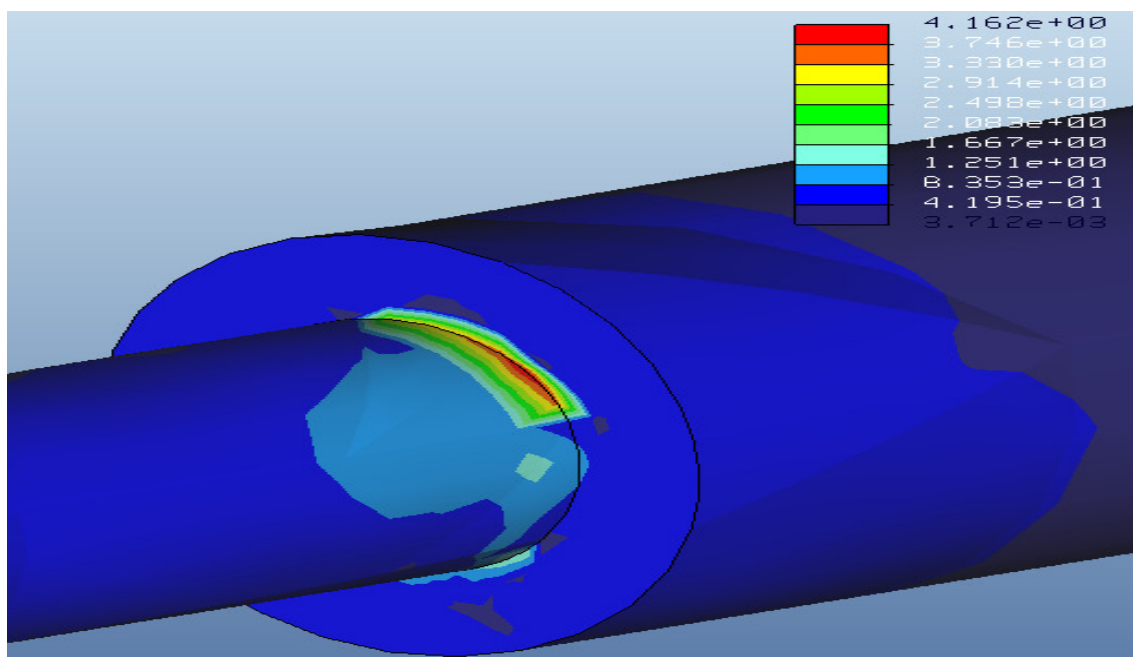


Figura 92. Sección crítica del eje motor I [Mpa].

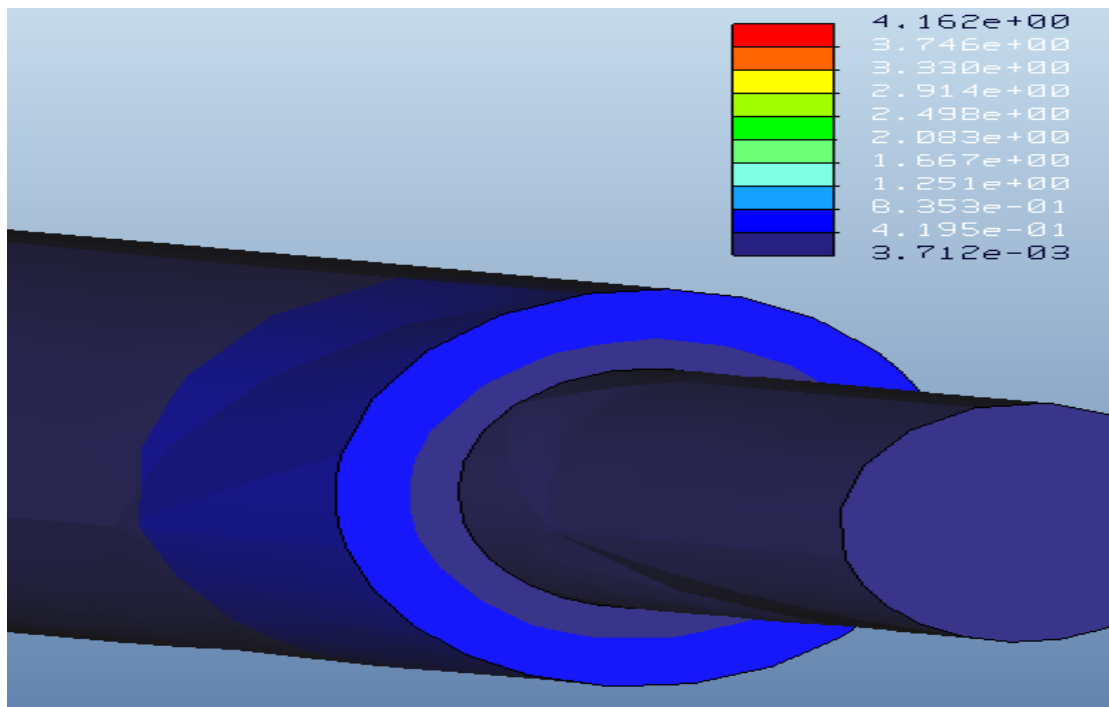


Figura 93. Sección crítica de eje motor II [Mpa].

Atendiendo al primer cambio de diámetro, que es el más cargado, obviamente porque la transmisión del par torsor, debido al motor, pasa por él hasta el engrane sin pasar por el otro apoyo, realizamos de nuevo, al igual que en los agujeros de la placa, un estudio en su contorno perimetral. El eje soporta claramente los esfuerzos pues no alcanzan el límite elástico del material.

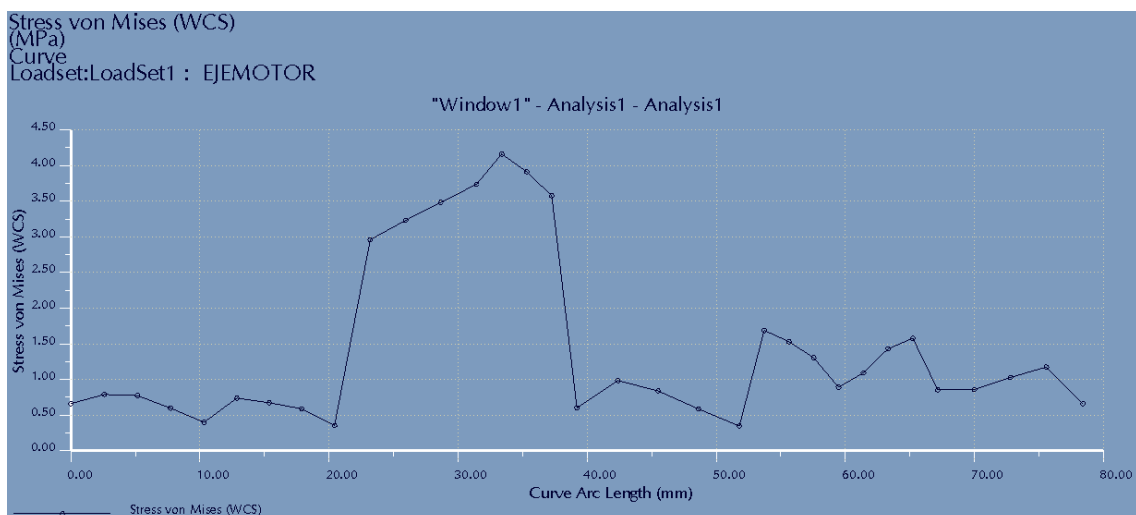


Figura 94. Gráfica tensional perimetral.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

8 CONCLUSIÓN FINAL.

Como conclusión final se puede decir que se ha conseguido realizar el cambio de motor de combustible por un motor eléctrico, manteniendo exactamente las mismas prestaciones, incluso aligerando el peso del motor y su anclaje.

Para ello ha sido necesaria la fabricación de poleas menores y mayores, así como una carcasa que refrigerase el motor, rodamientos, ejes y placas de anclaje.

Analizando el proyecto según las distintas áreas de dicho proyecto se puede concluir de la siguiente manera:

Motor:

El motor eléctrico es un motor que proporciona un par muy alto a bajas revoluciones, con lo cual permite seguir las prestaciones de par y potencia a nivel competitivo en nuestro diseño.

Carcasa refrigerante:

Se fabricó una carcasa que saciase las necesidades de refrigeración del motor, teniendo en cuenta a la hora de su diseño geométrico, las cotas y distancias de anclaje o agarre, obteniendo así una carcasa de poco peso y muy eficaz en su función de enfriar el motor.

Transmisión:

La transmisión de potencia ha sido posible, su realización, en dos etapas conservando exactamente la misma que se obtenía con el motor de origen. Para ello, se realizó la transmisión mediante correas dentadas, evitando de esa forma un posible deslizamiento en las correas con las poleas y también evitando cargar de peso la moto con otros mecanismos como el cardán o las cadenas.

De este modo, se consiguió seguir con las prestaciones de transmisión de potencia, salvaguardando velocidades lineales de la motocicleta.

En cuanto a los ejes de transmisión, cabe señalar que se fabricaron en función de la colocación geométrica de cada elemento de la transmisión, obteniendo de la mejor manera una forma armoniosa, evitando al máximo posible la concentración de tensiones y alargando su vida útil. El material usado es aluminio, al igual que las placas de anclaje, puesto que es más ligero y como se vio en elementos finitos era bien resistente frente a las cargas que debe soportar.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

Al igual que los rodamientos, mediante cálculo de esfuerzos, se pudieron seleccionar los adecuados a nuestro sistema mediante catálogos de fabricantes especializados en este tipo de acoplamientos.

Anclajes:

En cuanto al sistema de anclaje, se diseñó uno totalmente nuevo del que se tenía para el motor de explosión, puesto que se tuvo que acomodar a los nuevos elementos de los que disponíamos.

A partir de un chasis dado, y sabiendo los puntos de anclaje se tuvieron que diseñar unas placas de anclaje las cuales tenían dos misiones principales, que eran anclar de forma correcta y óptima geométricamente, agrupando en el espacio más limitado posible, como que fuese resistente a los esfuerzos que conlleva el sistema.

Tras muchos sistemas de montaje que se proyectaron, mediante ensayo y error se fue perfilando el tipo de anclaje definitivo, el cual como se puede apreciar se puede dar por bueno, tanto geométricamente como en términos resistentes.

Por otro lado, comentar que para disminuir el peso de los anclajes se rebajaron, todo cuanto se pudo, los espesores y, al mismo tiempo, se le aplicaron taladros para disminuir la cantidad de material y, por tanto, el peso total del sistema de anclaje, que posteriormente en el estudio y análisis de elementos finitos se comprobó que eran suficientemente resistentes de cara a las cargas proyectadas sobre las mismas.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

9 BIBLIOGRAFÍA.

- **Introducción:**

a) Formato electrónico:

1)→ www.motorcycle.com

a)→ <http://www.motorcycle.com/manufacture/honda/2010-honda-cbf1000-review-89685.html>

b)→<http://www.motorcycle.com/manufacture/2008-vectrix-electric-scooter-66674.html>

c)→ <http://www.motorcycle.com/manufacture/2010-zero-s-and-ds-review-89389.html>

d)→<http://www.motorcycle.com/manufacture/2010-brammo-enertia-review-89706.html>

2)→ <http://www.vectrixmovement.com/>

3)→ www.honda-montesa.es

a)→ <http://www.honda-montesa.es/modelos/cbf125/especificaciones.php>

b)→ <http://www.honda-montesa.es/modelos/cbf125/features.php>

4)→ www.motoelectricas.com

a)→<http://www.motoelectricas.com/2010/08/scooters-electricos-de-altas.html>

b)→ <http://www.motoelectricas.com/search/label/Vectrix?&max-results=5>

5)→<http://www.kyoto-motor.com/es/moto-electrica-iedison>

6)→ <http://www.moto-station.com/liste-articles-relatifs.php?mot=Hybride>

7)→ www.wikipedia.org


a)→ http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_el%C3%A9ctrico

b)→ http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_corriente_continua

c)→ http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_el%C3%A9ctrico_sin_escobillas

d)→<http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta>

8)→http://www.oni.escuelas.edu.ar/2001/cordoba/electronica/motores_el%C3%A9ctricos.htm

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

9) → <http://www.goinggreen.es/noticia/la-policia-de-arona-patrullara-con-motos-electricas-vectrix>

10) → <http://www.formulamoto.es/pruebas/mission-one-e-superbike>

11) → <http://blog.cool-bikeworld.com/la-moto-electrica-de-serie-mas-rapida-del-mundo/>

b) Formato impreso:

12) → [Revista Motoviva nº 79 , “Reportaje Motocicletas eléctricas: Enchufadas”](#)

13) → [Máquinas eléctricas 4ª ed. Chapman, Stephen J.](#)

14) → [Apuntes de la asignatura. Máquinas eléctricas \(año 2007\) de ITI-MECÁNICA](#)

15) → [Diccionario enciclopédico Espasa. Edición 11. 1989; \(Motocicleta\) Tomo 9; \(Motor\) Tomo 9](#)

- **Motor y carcasa:**

a) Formato electrónico:

16) → <http://www.parvex.com/>

b) Formato impreso:

17) → [Manual de motores eléctricos del fabricante Parvex](#)

18) → [Impact engineering of composite structures. Abrate, Serge](#)

- **Transmisión:**

a) Formato impreso:

19) → [Apuntes de la asignatura “Diseño de máquinas”. M.Jesús y Beatriz López Boada , Ester Olmeda, Alejandro Quesada . UC3M](#)

20) → [Catálogo de Colmant Cuvelier \(Apéndice II\)](#)

21) → [Catálogo de Tamsa \(Apéndice II\)](#)

- **Ejes:**

a) Formato electrónico:

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

22)→ <http://www.maquiventa.com/maqpro/>

23)→http://www.mecapedia.uji.es/disenio_de_ejes_y_arboles_de_transmision.htm

b) Formato impreso:

24)→ Tecnología de máquinas. Tomo 1. Fundamentos, ejes, acoplamientos y apoyos. José Ignacio Pedrero. UNED (Unidad 3)

25)→ Cálculo, construcción y ensayo de máquinas I . Addenda : fundamentos del diseño por fatiga . José Ignacio Pedrero. UNED

• **Rodamientos:**

a) Formato electrónico:

26)→ www.kml-bearing.com/

b) Formato impreso:

27)→ Tecnología de maquinas. Tomo 1. Fundamentos, ejes, acoplamientos y apoyos. José Ignacio Pedrero. UNED. (Temas 15 y 16)

• **Materiales:**

a) Formato electrónico:

28)→ <http://es.wikipedia.org/wiki/Aluminio>

b) Formato impreso:

29)→ Materiales. Apuntes. Palomino Sisenado. UNED

30)→ Técnicas y procesos de Fabricación. Miguel Ángel Sebastián Pérez . UNED

• **Software:**

31)→ Microsoft Office 2003

32)→ Proengineer 4.0 y 5.0 (CAD/CAM/MECHANICA) + Tutoriales on line (<http://www.ptc.com/precisionlms>)

*Ultima fecha de entrada a las webs : 27/03/2011

10 APÉNDICE I. Características del Motor.

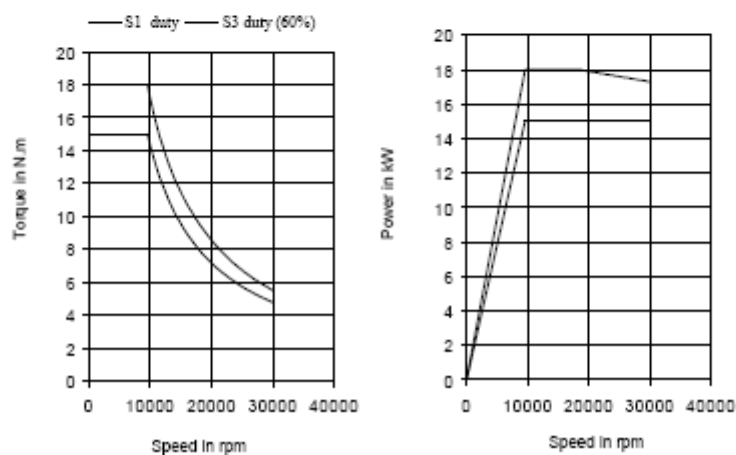
DC-BRUSHLESS MOTOR HW635CF ELECTRONIC DRIVE DIGIVEX 50/80 - 460	PARVEX 8 avenue du Lac / BP249 F-21007 DIJON Cedex
--	---

<i>S1 power</i>	15	<i>kW</i>	<i>Pa1</i>
<i>S3 power</i>	18	<i>kW</i>	<i>Pa3</i>
<i>Low speed torque</i>	15	<i>N.m</i>	<i>M₀</i>
<i>Low speed S3 torque</i>	18	<i>N.m</i>	<i>M₀ S3</i>
<i>Base speed</i>	9550	<i>rpm</i>	<i>Nb</i>
<i>Max speed</i>	30000	<i>rpm</i>	<i>N</i>
<i>DC voltage supply when motor is loaded</i>	610	<i>V</i>	<i>U</i>
<i>Permanent current at low speed</i>	38.6	<i>A</i>	<i>I_a</i>
<i>S3 current at low speed</i>	46.4	<i>A</i>	<i>I_a S3</i>
<i>Winding resistance(25°C) *</i>	0.427	<i>Ω</i>	<i>Rb</i>
<i>Rotor inertia</i>	0.003	<i>kg.m²</i>	<i>J</i>
<i>Thermal time constant</i>	1.5	<i>min</i>	<i>Tth</i>
<i>Motor mass</i>	11	<i>kg</i>	<i>M</i>
<i>Cooling water flow (Tmax = 25 °C)</i>	5	<i>l/min</i>	

All data are given in typical values under standard conditions

* Phase to phase

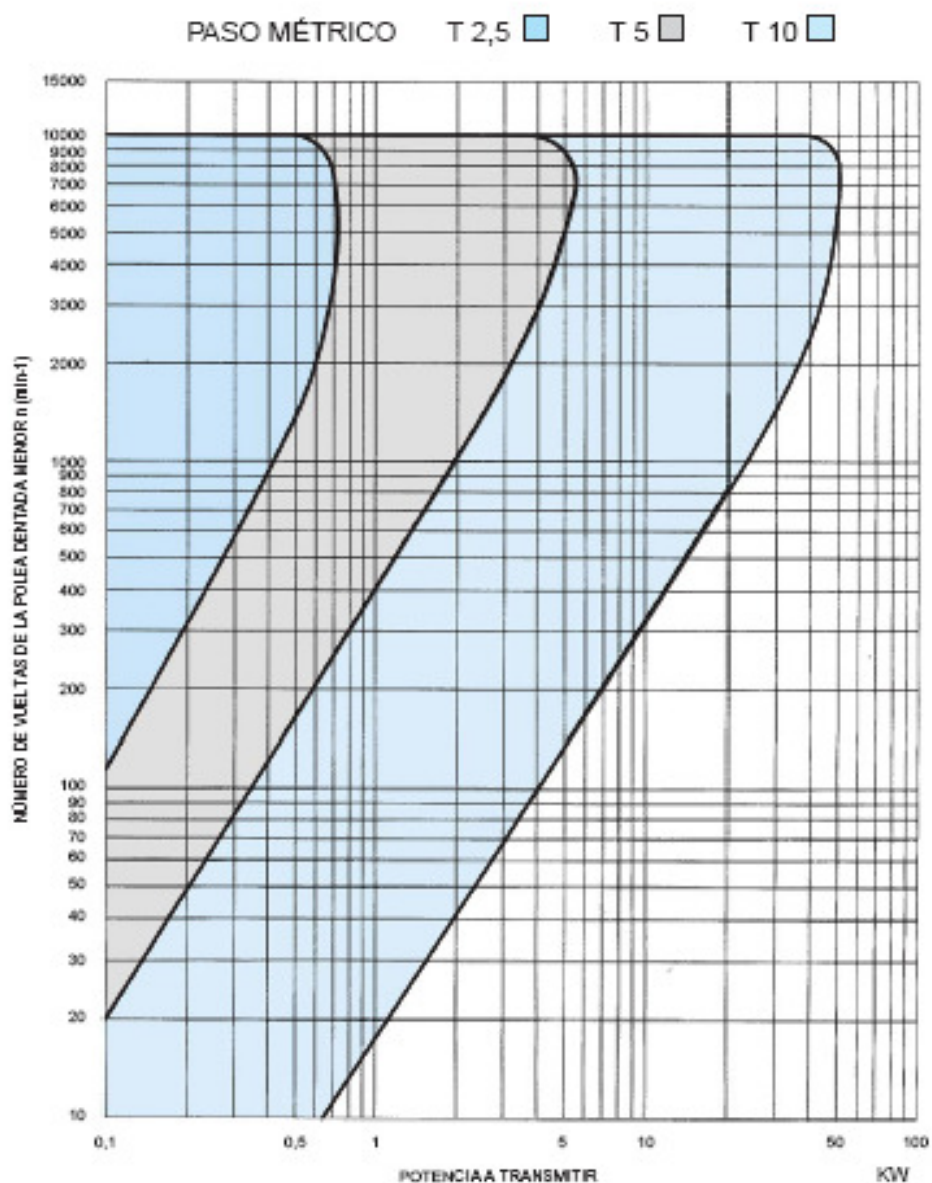
Voltages and currents given in peak values




11 APÉNDICE II . Catálogos de correas y poleas

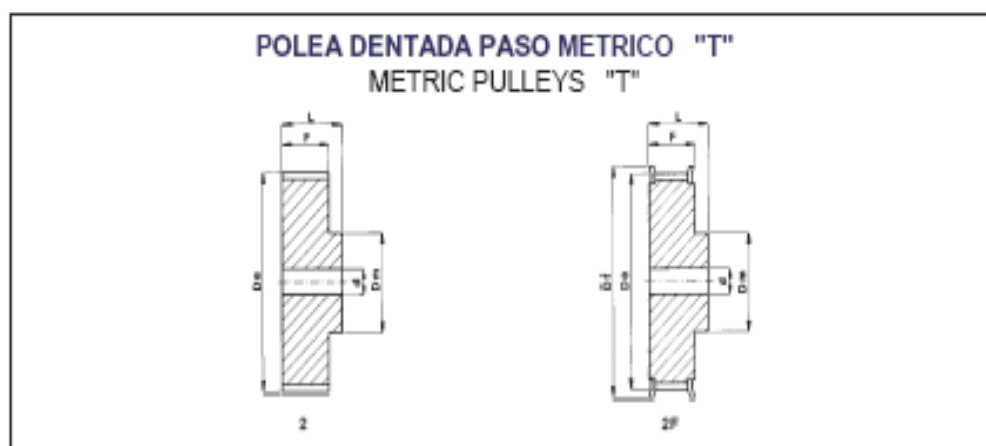
CATÁLOGO DE TAMSA:

SELECCIÓN DEL PASO DE LA CORREA DENTADA BELT PITCH SELECTION CHART



TALLERES AUXILIARES DEL MOTOR, S.A.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011



T 10 (PASO 10 mm) PARA CORREA ANCHO 32 mm


MATERIAL	REFERENCIA	TIPO	DIENTES	De	Df	Dm	F	L	d	Nº CILJk	Kg.
ALUMINIO UNE 8006 - T6	47 T 10 18	2P	18	55,45	60	40	37	47	10	214	0,25
	47 T 10 19	2P	19	58,55	66	44	37	47	10	216	0,29
	47 T 10 20	2P	20	61,80	66	48	37	47	12	218	0,32
	47 T 10 22	2P	22	68,20	75	52	37	47	12	218	0,39
	47 T 10 24	2P	24	74,55	83	58	37	47	12	219	0,47
	47 T 10 25	2P	25	77,75	83	60	37	47	12	219	0,53
	47 T 10 26	2P	26	80,90	87	60	37	47	12	220	0,56
	47 T 10 27	2P	27	84,10	91	60	37	47	12	221	0,60
	47 T 10 28	2P	28	87,25	93	60	37	47	12	222	0,64
	47 T 10 30	2P	30	93,85	97	60	37	47	12	223	0,74
	47 T 10 32	2P	32	100,00	106	65	37	47	12	224	0,84
	47 T 10 36	2P	36	112,75	119	70	37	47	18	225	1,08
	47 T 10 40	2P	40	125,45	131	80	37	47	18	226	1,32
	47 T 10 44	2	44	138,20	-	88	37	47	18	-	1,61
	47 T 10 48	2	48	150,95	-	95	37	47	18	-	1,93
	47 T 10 60	2	60	189,10	-	110	37	47	18	-	3,00

T 10 (PASO 10 mm) PARA CORREA ANCHO 50 mm

MATERIAL	REFERENCIA	TIPO	DIENTES	De	Df	Dm	F	L	d	Nº CILJk	Kg.
ALUMINIO UNE 8006 - T6	66 T 10 18	2P	18	55,45	60	40	58	66	10	214	0,42
	66 T 10 19	2P	19	58,55	66	44	58	66	10	216	0,47
	66 T 10 20	2P	20	61,80	66	48	58	66	12	218	0,52
	66 T 10 22	2P	22	68,20	75	52	58	66	12	218	0,57
	66 T 10 24	2P	24	74,55	83	58	58	66	12	219	0,74
	66 T 10 25	2P	25	77,75	83	60	58	66	12	219	0,77
	66 T 10 26	2P	26	80,90	87	60	58	66	12	220	0,82
	66 T 10 27	2P	27	84,10	91	60	58	66	12	221	0,95
	66 T 10 28	2P	28	87,25	93	60	58	66	12	222	0,98
	66 T 10 30	2P	30	93,85	97	60	58	66	12	223	1,17
	66 T 10 32	2P	32	100,00	106	65	58	66	12	224	1,30
	66 T 10 36	2P	36	112,75	119	70	58	66	18	225	1,84
	66 T 10 40	2P	40	125,45	131	80	58	66	18	226	2,00
	66 T 10 44	2	44	138,20	-	88	58	66	18	-	2,36
	66 T 10 48	2	48	150,95	-	95	58	66	18	-	2,83
	66 T 10 60	2	60	189,10	-	110	58	66	18	-	4,37



TALLERES AUXILIARES DEL MOTOR, S.A.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

CORREA DENTADA PASO MÉTRICO "T" EN POLIURETANO
POLYURETHANE METRIC BELTS "T" SERIES



T 2,5 PASO 2,5 mm

TIPO	Nº DIENTES	LONGITUD PRIMATIVA (mm)
T 2,5 - 120	48	120,0
T 2,5 - 145	58	145,0
T 2,5 - 160	64	160,0
T 2,5 - 177,5	71	177,5
T 2,5 - 200	80	200,0
T 2,5 - 230	92	230,0
T 2,5 - 245	98	245,0
T 2,5 - 265	106	265,0
T 2,5 - 285	114	285,0
T 2,5 - 305	122	305,0
T 2,5 - 317	127	317,5
T 2,5 - 330	132	330,0
T 2,5 - 360	144	360,0
T 2,5 - 420	168	420,0
T 2,5 - 480	192	480,0
T 2,5 - 500	200	500,0
T 2,5 - 600	240	600,0
T 2,5 - 650	260	650,0
T 2,5 - 680	272	680,0
T 2,5 - 730	312	730,0
T 2,5 - 800	360	800,0
T 2,5 - 915	368	915,0
T 2,5 - 950	380	950,0
T 2,5 - 1185	474	1185,0

T 5 PASO 5 mm

TIPO	Nº DIENTES	LONGITUD PRIMATIVA (mm)
T 5 - 165	37	165,0
T 5 - 200	40	200,0
T 5 - 215	43	215,0
T 5 - 220	44	220,0
T 5 - 225	45	225,0
T 5 - 245	49	245,0
T 5 - 255	51	255,0
T 5 - 260	52	260,0
T 5 - 270	54	270,0
T 5 - 280	56	280,0
T 5 - 295	59	295,0
T 5 - 305	61	305,0
T 5 - 330	66	330,0
T 5 - 340	68	340,0
T 5 - 360	70	360,0
T 5 - 365	71	365,0
T 5 - 365	73	365,0
T 5 - 390	78	390,0
T 5 - 400	80	400,0
T 5 - 410	82	410,0
T 5 - 420	84	420,0
T 5 - 455	91	455,0
T 5 - 475	95	475,0
T 5 - 480	96	480,0
T 5 - 500	100	500,0
T 5 - 510	102	510,0
T 5 - 525	105	525,0
T 5 - 545	109	545,0
T 5 - 550	110	550,0
T 5 - 560	112	560,0
T 5 - 575	115	575,0
T 5 - 610	122	610,0
T 5 - 620	124	620,0
T 5 - 630	126	630,0
T 5 - 650	130	650,0
T 5 - 660	132	660,0
T 5 - 690	138	690,0
T 5 - 720	144	720,0
T 5 - 750	150	750,0
T 5 - 780	156	780,0
T 5 - 815	163	815,0
T 5 - 830	166	830,0
T 5 - 840	168	840,0
T 5 - 900	180	900,0
T 5 - 990	198	990,0
T 5 - 1075	215	1075,0
T 5 - 1100	220	1100,0
T 5 - 1180	232	1180,0
T 5 - 1215	243	1215,0
T 5 - 1230	256	1230,0
T 5 - 1315	263	1315,0

T 10 PASO 10 mm

TIPO	Nº DIENTES	LONGITUD PRIMATIVA (mm)
T 10 - 260	26	260,0
T 10 - 340	34	340,0
T 10 - 370	37	370,0
T 10 - 400	40	400,0
T 10 - 410	41	410,0
T 10 - 440	44	440,0
T 10 - 480	48	480,0
T 10 - 500	50	500,0
T 10 - 530	53	530,0
T 10 - 560	56	560,0
T 10 - 600	60	600,0
T 10 - 610	61	610,0
T 10 - 630	63	630,0
T 10 - 660	66	660,0
T 10 - 690	69	690,0
T 10 - 700	70	700,0
T 10 - 720	72	720,0
T 10 - 750	75	750,0
T 10 - 780	78	780,0
T 10 - 810	81	810,0
T 10 - 840	84	840,0
T 10 - 880	88	880,0
T 10 - 900	90	900,0
T 10 - 900	92	920,0
T 10 - 960	96	960,0
T 10 - 970	97	970,0
T 10 - 980	98	980,0
T 10 - 1010	101	1010,0
T 10 - 1090	108	1090,0
T 10 - 1110	111	1110,0
T 10 - 1140	114	1140,0
T 10 - 1150	115	1150,0
T 10 - 1210	121	1210,0
T 10 - 1240	124	1240,0
T 10 - 1250	125	1250,0
T 10 - 1300	130	1300,0
T 10 - 1320	132	1320,0
T 10 - 1350	135	1350,0
T 10 - 1390	139	1390,0
T 10 - 1400	140	1400,0
T 10 - 1420	142	1420,0
T 10 - 1480	148	1480,0
T 10 - 1500	150	1500,0
T 10 - 1580	158	1580,0
T 10 - 1610	161	1610,0
T 10 - 1750	175	1750,0
T 10 - 1780	178	1780,0
T 10 - 1880	188	1880,0
T 10 - 1980	198	1980,0
T 10 - 2250	225	2250,0


PASO	ANCHO CORREA mm
2,5 mm	6

PASO	ANCHO CORREA mm
5 mm	10 16 25

PASO	ANCHO CORREA mm
10 mm	16 25 32 50



TALLERES AUXILIARES DEL MOTOR, S.A.

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

CATÁLOGO DE COLMANT CUVELIER:

CORREAS VECO SINCRONAS MÉTRICAS SELECCIÓN DE UNA TRANSMISIÓN	FICHA TÉCNICA 12008 - 1/6 - 07/99 TECHNICAL DATA SHEET
---	---

Características de la transmisión

Pm	- Tipo de órgano motor	
Nm	- Potencia instalada	kW
	- Velocidad motriz	rpm
	- Diámetro del eje motor	mm
	- Máquina conductora	
Pa	- Potencia a transmitir	kW
Nr	- Velocidad receptora	rpm
	- Diámetro eje receptor	mm
E	- Entorseo con tolerancia	mm
	- Régimen de uso	h/año
	- Tipo de tensión	
	- Condiciones particulares	

Ejemplo: Motor eléctrico con jaula - Arranque en corto-circuito 5,5 KW 1430 rpm Ventilador centrífugo 4 KW 2200 rpm 40 mm 610 mm 2400 h Motor sobre base tornillos.
--

Factores de corrección de Potencia

K1	- Factor de corrección según la aplicación
K2	- Factor de corrección según el uso
K3	- Factor de corrección según la velocidad (en caso de transmisión multiplicadora solamente).

Determinación del factor K3 :

En la tabla abajo, según el órgano motor y el tipo de máquina a conducir.

Motor en jaula arranque en corto circuito Ventilador centrífugo: $K3 = 1,9$

Tipo de máquinas a conducir.	Órganos motores.								
	Motor eléctrico con jaula por de arranque (sobrecarga momentánea: 140% de la carga nominal). <i>Por ejemplo: motores en jaula (arranque en corto-circuito); motores a corriente continua (en derivación); motores de combustión interna (5 cilindros).</i>	Motor de corriente alterna (a motor en jaula) con par de arranque normal (sobrecarga momentánea: 150 a 140% de la carga nominal).	Motor de corriente alterna (a motor en jaula) con par de arranque normal (sobrecarga momentánea: 150 a 140% de la carga nominal).	Motor de corriente alterna (a motor en jaula) con par de arranque normal (sobrecarga momentánea: 150 a 140% de la carga nominal).	Motor de corriente alterna (a motor en jaula) con par de arranque normal (sobrecarga momentánea: 150 a 140% de la carga nominal).	Motor de corriente alterna (a motor en jaula) con par de arranque normal (sobrecarga momentánea: 150 a 140% de la carga nominal).	Motor de corriente alterna (a motor en jaula) con par de arranque normal (sobrecarga momentánea: 150 a 140% de la carga nominal).	Motor de corriente alterna (a motor en jaula) con par de arranque normal (sobrecarga momentánea: 150 a 140% de la carga nominal).	Motor de corriente alterna (a motor en jaula) con par de arranque normal (sobrecarga momentánea: 150 a 140% de la carga nominal).
	Uso diario en horas.								
	<6	6<=16	>16	<6	6<=16	>16	<6	6<=16	>16
- Máquinas de oficina; Máquinas a escribir y similares. - Cintas; rueda de bobinas. - Elevadores con control por impulsos controlados.	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
- Máquinas para la industria: Máquinas para cortar, para espalar, Sierra circular, sierras de disco. - Máquinas para imprimir: Cellos; Máquinas para cortar; Máquinas para registrar. - Máquinas para papel: corrodoras; calandras; enrolladoras. - Máquinas para envolver: telas; teleros; Máquinas para cortar; Sierras circulares; Sierras de disco; espaladoras.	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
- Máquinas para la industria textil: Máquinas para hilar; molinos a viento; Máquinas de hilado; Máquinas a tejer. - Ventiladores y compresores (hasta 10 KW). - Agitadores y mezcladores para masas como: líquidos, semi-sólidos. - Lavadoras; Secadoras.	1.3	1.5	1.7	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1
- Bombas de agua; bombas centrífugas; bombas de elevación. - Máquinas para el papel: molinos de cilindros; Espaladoras de molinos; Sierras. - Máquinas para la granja: calandras; cortadoras; Sierras. - Máquinas para la industria: elevadores. - Máquinas para la industria: compresores. - Máquinas para moler la papa o la alfalfa; Trituradoras; Amasadoras. - Trituradoras; molinos; bombas; molinos de harina y molinos de grano.	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2	1.8	2.0	2.2

COLMANT CUVELIER S.A. rue Greuze - B.P. 529 - 59022 LILLE CEDEX - FRANCE tél - (33) 320.67.79.01 - fax - (33) 320.67.79.79	
---	--

CORREAS VECO SINCRONAS MÉTRICAS

SELECCIÓN DE UNA TRANSMISIÓN

FECHA TÉCNICA
12008 - 2/6 - 07/99
TECHNICAL DATA SHEET

Determinación del Factor K_2 :

Buscar el valor K_2 en la tabla abajo según el uso de las condiciones particulares a la transmisión.

Posición del tensor	Valor K_2
Interior	0
Exterior	0,1
Interior en la parte tensada de la correa	0,1
Exterior en la parte tensada de la correa	0,2

Sin tensor

$$K_2 = 0.$$

Determinación del factor K_3 :

(en caso de una transmisión multiplicadora)

Relación de la transmisión	Valor K_3
$N_r / N_m = 1$ a $1,24$	Ancas
$N_r / N_m = 1,25$ a $1,75$	0,10
$N_r / N_m = 1,76$ a $2,49$	0,20
$N_r / N_m = 2,50$ a $3,49$	0,30
$N_r / N_m = 3,50$ y más allá	0,40

La transmisión es multiplicadora:

$$N_r / N_m = 2200 / 1450 = 1,51$$

$$K_3 = 0,10.$$

Potencia corregida P_c

Se obtiene multiplicando la potencia a transmitir P_a por los factores de corrección de potencia determinados anteriormente.

$$P_c = P_a \times (K_1 + K_2 + K_3)$$

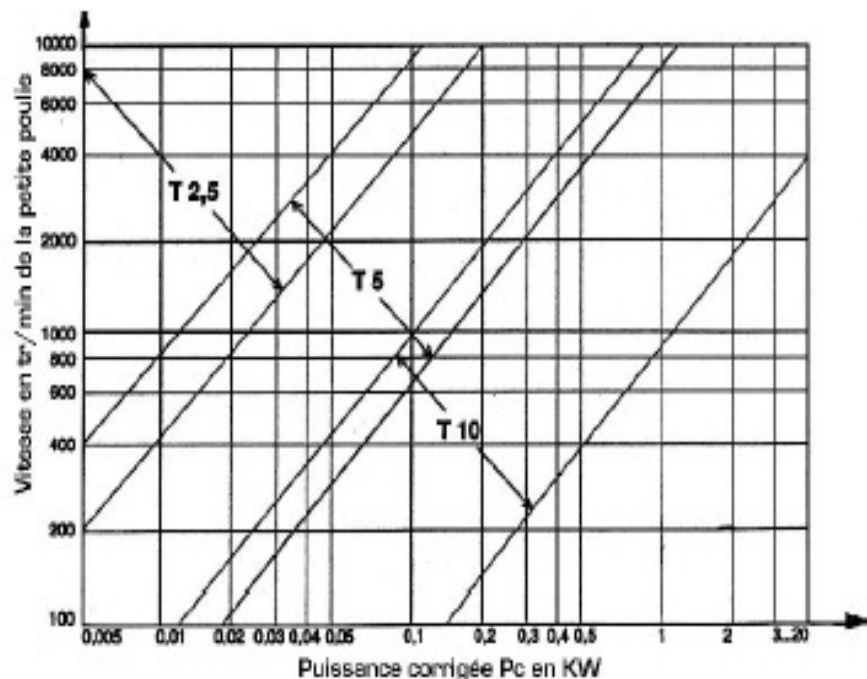
$$P_c = 4^{\text{CV}} (1,9 + 0 + 0,1)$$

$$P_c = 8 \text{ KW.}$$

Paso de la correa

Buscar en la tabla abajo el paso, según la potencia corregida y la velocidad de la polca pequeña.

$$\text{Paso} = T10$$





CORREAS VECO SINCRONAS MÉTRICAS

SELECCIÓN DE UNA TRANSMISIÓN

FICHA TÉCNICA
12008 - 3/6 - 07/99
TECHNICAL DATA SHEET

Selección de las poleas

Coger las fichas técnicas de las poleas T5 o T10; En las tablas seleccionar las poleas que dan la relación de velocidades buscada. Respetar el número de dientes mínimo (n) para la polea pequeña, como indicado en la tabla siguiente.

Velocidad de la polea pequeña en rpm.	Número de dientes mínimo		
	n1 T2.5	n1 T5	n1 T10
<900	12	10	12
900...1200	12	12	16
1200...1800	16	14	18
1800...3600	16	16	20
>3600	18	20	22

En el ejemplo:

pequeña polea n1: 20 dientes
polea grande n2: 20*1.51 = 30 dientes
Las poleas 20 y 30 dientes T10 son estándar.

Desarrollo de la correa

1 Calcular el desarrollo de la correa a partir de los \varnothing primitivos de las poleas seleccionadas y del entreje E utilizado:

$$L = 2E + \frac{3,14(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4E}$$

D: Diámetro primitivo de la polea grande.

d: Diámetro primitivo de la polea pequeña.

2 Elegir en la tabla de las correas estándar la correa que tiene el desarrollo más cercano.

3 Calcular el entreje exacto obtenido E':

$$E' = E - \frac{L - L_p}{2} \quad L_p < L \text{ et } E' = E + \frac{L_p - L}{2} \quad L_p > L$$

Asegurar que se mantiene en la tolerancia indicada.

Ancho de la correa

1 En las tablas de potencia transmittible (ver ficha técnica n° 12008-4, 5, 6), buscar para el tipo de correa considerada la potencia transmittible unitaria Pt para 10mm de ancho (6 dientes cogidos) según la velocidad de la polea pequeña.

2 Calcular el número de dientes cogidos (n):

$$n = (0,5 - \frac{(D_p - d_p)}{6E}) \times n1$$

n1: número de dientes de la polea pequeña.

E': Entreje exacto de la transmisión.

3 Determinar en la tabla siguiente el coeficiente de engrane F1:

$$F1 = 1$$

4 Calcular el coeficiente de ancho de la correa F2:

$$F2 = \frac{6 - B_0}{10 - P_0 F1}$$

T 2.5		T 5, T 10	
F2	Ancho (mm)	F2	Ancho (mm)
<=0.28	6	<=0.28	4
0.29...0.50	8	0.29...0.50	6
0.51...0.72	10	0.51...0.72	8
0.73...1.00	12	0.73...1.00	10
1.01...1.27	16	1.01...1.27	12
1.28...1.75	20	1.28...1.75	16
1.76...2.84	25	1.76...2.23	20
2.85...3.69	32	2.24...2.84	25
-	-	2.85...3.69	32
-	-	3.70...5.86	50

$$\begin{aligned} \text{Desarrollo } L: \\ L &= 2*610 + (3,14*(93,49+63,68))/2 \\ &+ (93,49-63,68)^2 / (4*610) \\ L &= 1470,28 \end{aligned}$$

Correa T10
Desarrollo L_p 1460

$$\begin{aligned} L_p < L \\ E' &= 610 - (1470,28-1460)/2 = 604,86 \end{aligned}$$

$$P_t = 1,044 \text{ KW}$$

$$\begin{aligned} n &= (0,5 - (93,49-63,68)/(6*304,88)) * 20 \\ n &= 9,82 \end{aligned}$$

Número de dientes cogidos	T 6	5	4	3	2
Coefficiente de engrane F1	1	0,8	0,6	0,4	0,2


$$F2 = (6*8)/(20*1,044*1) = 4,59$$

En tabla de la izquierda, determinar el ancho de la correa según el coeficiente F2 y del paso determinado anteriormente.

Ancho T 10 = 30
Ref. correa: 30 - T10 - 1460.

COLMANT CUVELIER S.A.
rue Greuze - B.P. 529 - 59022 LILLE CEDEX - FRANCE
tel : (33) 320 67 79 01 - fax : (33) 320 67 79 79

COLMANT CUVELIER
TRANSMISSION

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

CORREAS VECO SINCRONAS MÉTRICAS

SELECCIÓN DE UNA TRANSMISIÓN

FICHA TÉCNICA
12008 - 6/6 - 07/99
TECHNICAL DATA SHEET

Paso T 10 - Potencia transmisible P_t pour 10 mm de ancho et 6 dientes cogidos (KW)

Velocidad de la pequeña polea en tr/min	Número de dientes - Diámetro primitivo - de la pequeña polea											
	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	34	40
	56,2	66,56	78,93	87,3	93,65	99,85	106,39	112,76	118,92	125,09	144,58	127,32
100	0,048	0,048	0,060	0,060	0,072	0,084	0,084	0,096	0,096	0,108	0,132	0,144
200	0,064	0,064	0,108	0,120	0,144	0,156	0,168	0,180	0,180	0,204	0,252	0,276
300	0,120	0,144	0,156	0,180	0,204	0,216	0,240	0,264	0,288	0,300	0,360	0,396
400	0,150	0,180	0,204	0,228	0,252	0,288	0,312	0,336	0,360	0,384	0,468	0,516
500	0,180	0,216	0,240	0,276	0,300	0,324	0,360	0,384	0,420	0,456	0,540	0,600
600	0,216	0,252	0,288	0,324	0,372	0,408	0,444	0,480	0,516	0,552	0,660	0,732
700	0,252	0,288	0,336	0,384	0,420	0,456	0,504	0,552	0,588	0,624	0,756	0,840
800	0,288	0,324	0,384	0,420	0,480	0,516	0,556	0,624	0,660	0,708	0,852	0,948
900	0,312	0,360	0,420	0,480	0,528	0,576	0,624	0,672	0,720	0,768	0,936	1,032
1000	0,336	0,396	0,468	0,504	0,564	0,624	0,672	0,732	0,780	0,828	1,008	1,116
1200	0,384	0,456	0,528	0,588	0,660	0,720	0,780	0,852	0,912	0,984	1,188	1,320
1400	0,444	0,516	0,588	0,672	0,744	0,816	0,888	0,960	1,044	1,116	1,332	1,488
1600	0,480	0,576	0,660	0,744	0,828	0,912	0,996	1,080	1,172	1,216	1,488	1,644
1800	0,540	0,636	0,720	0,816	0,900	0,996	1,080	1,176	1,260	1,356	1,620	1,812
2000	0,588	0,684	0,780	0,876	0,972	1,068	1,164	1,260	1,356	1,452	1,740	1,932
2200	0,624	0,732	0,828	0,936	1,044	1,152	1,260	1,376	1,468	1,560	1,896	2,088
2400	0,672	0,780	0,888	1,008	1,116	1,224	1,344	1,452	1,560	1,680	2,016	2,232
2600	0,720	0,828	0,948	1,068	1,188	1,308	1,416	1,548	1,656	1,768	2,136	2,376
2800	0,756	0,876	0,996	1,128	1,248	1,368	1,488	1,610	1,732	1,864	2,244	2,508
3000		0,912	1,056	1,200	1,320	1,452	1,608	1,764	1,908	1,968	2,364	2,616
3500		1,030	1,152	1,308	1,452	1,596	1,740	1,884	2,028	2,172	2,616	2,892
4000		1,260	1,428	1,584	1,740	1,896	2,052	2,208	2,376	2,544	3,108	3,456
4500		1,380	1,560	1,728	1,896	2,076	2,244	2,424	2,592	2,760	3,312	3,684
5000		1,476	1,656	1,848	2,028	2,208	2,394	2,580	2,760	2,940	3,512	3,884
6000			1,632	1,848	2,052	2,264	2,468	2,652	2,856	3,072	3,684	4,092

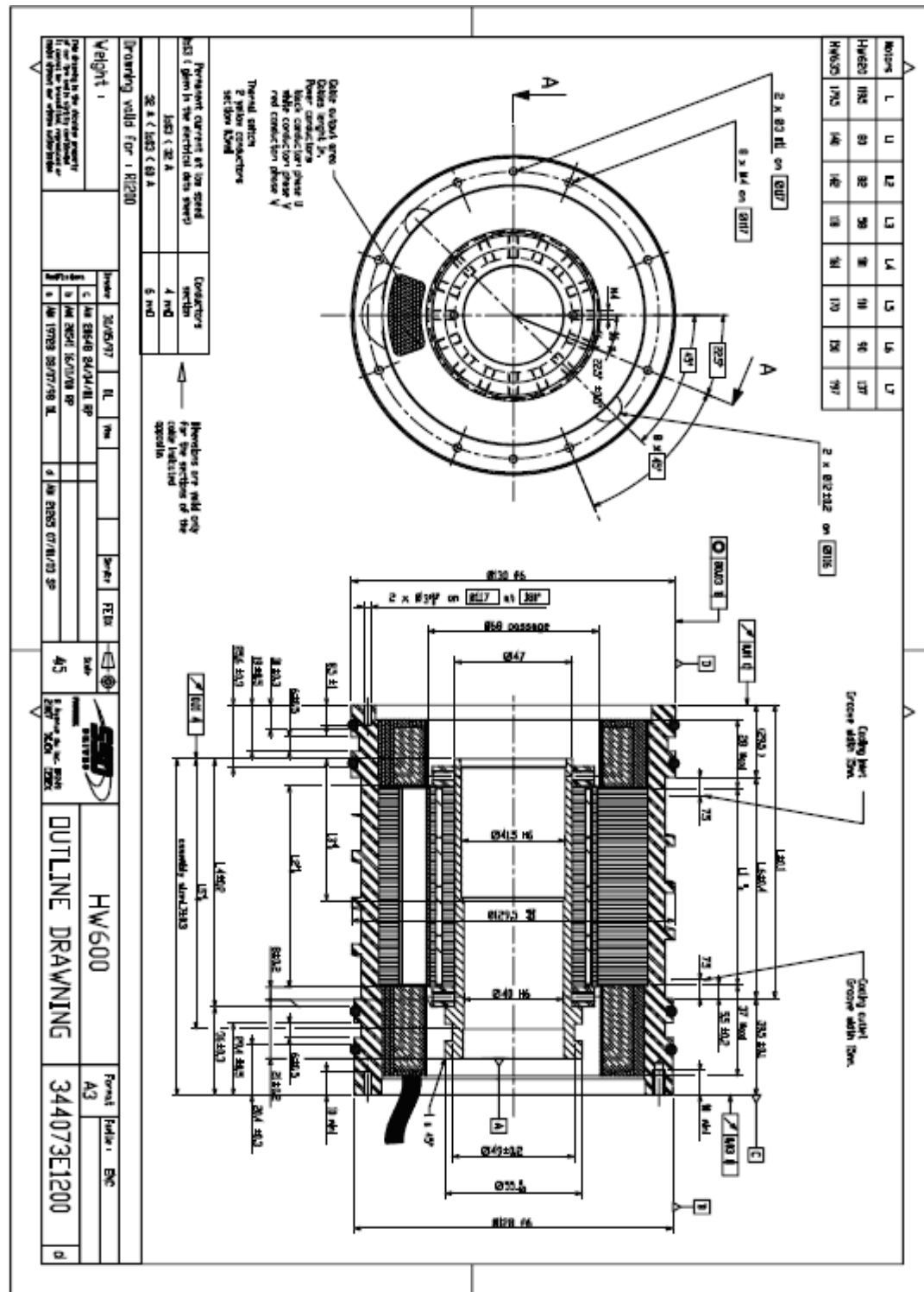


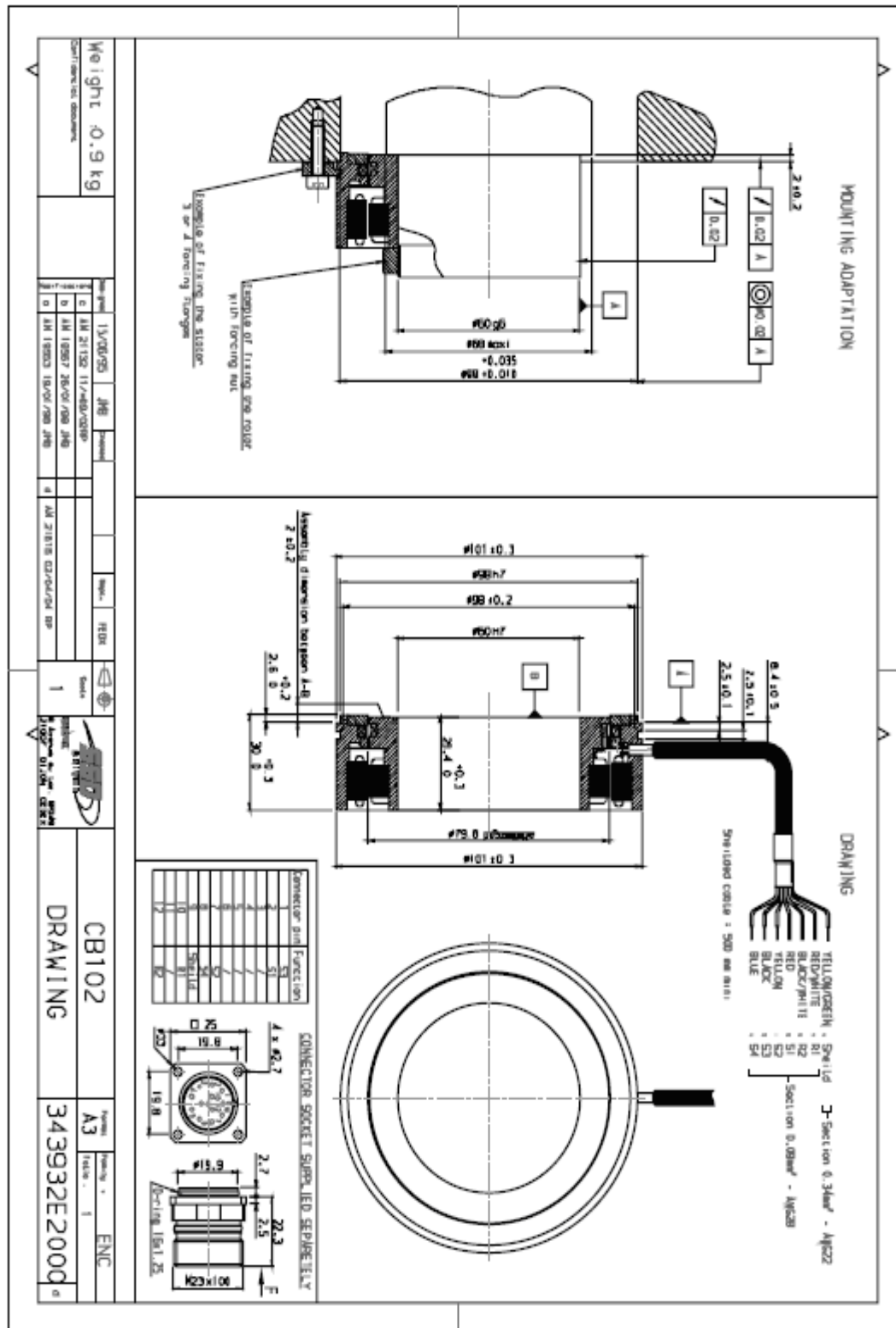
Transmisión que sólo se debe utilizar cuando la reducción de la duración de vida se admita (frecuencia de flexión demasiado grande).

COLMANT CUVELIER S.A.
rue Greuze - B.P. 529 - 59022 LILLE CEDEX - FRANCE
tel - (33) 320 67 79 01 - fax - (33) 320 67 79 79

COLMANT CUVELIER
TRANSMISSION

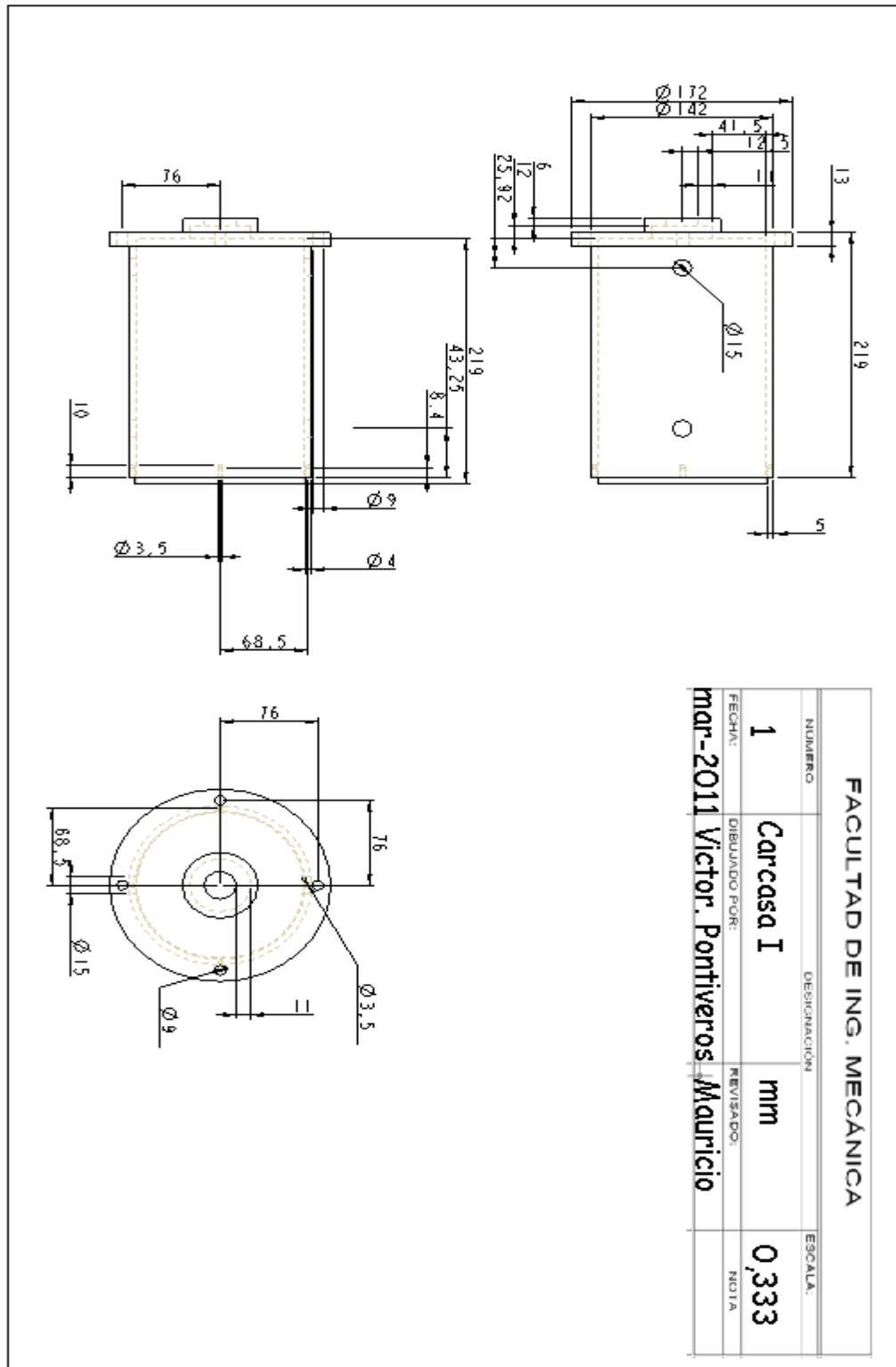
12 APENDICE III. Planos del fabricante.





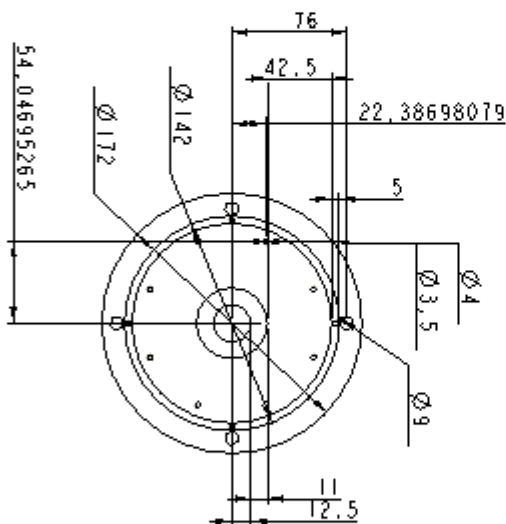


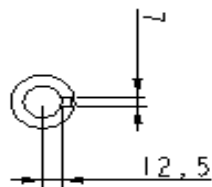
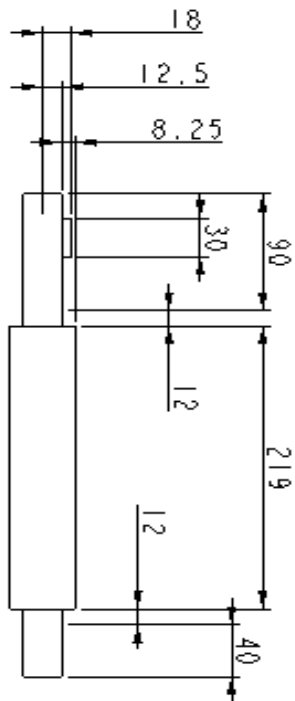
13 APENDICE IV. Planos de fabricación propia.



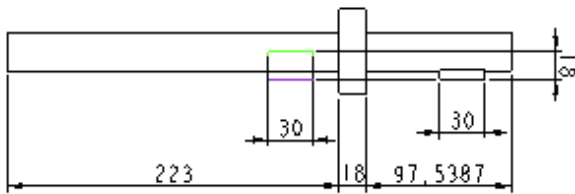
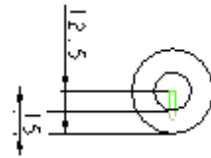


FACULTAD DE ING. MECÁNICA			
NUMERO	DESIGNACION		ESCALA:
2	Tapa Carcasa		0,333
FECHA:	DIBUJADO POR:	REVISADO:	NOTA
mar-2011	Victor. Pontiveros	Mauricio	



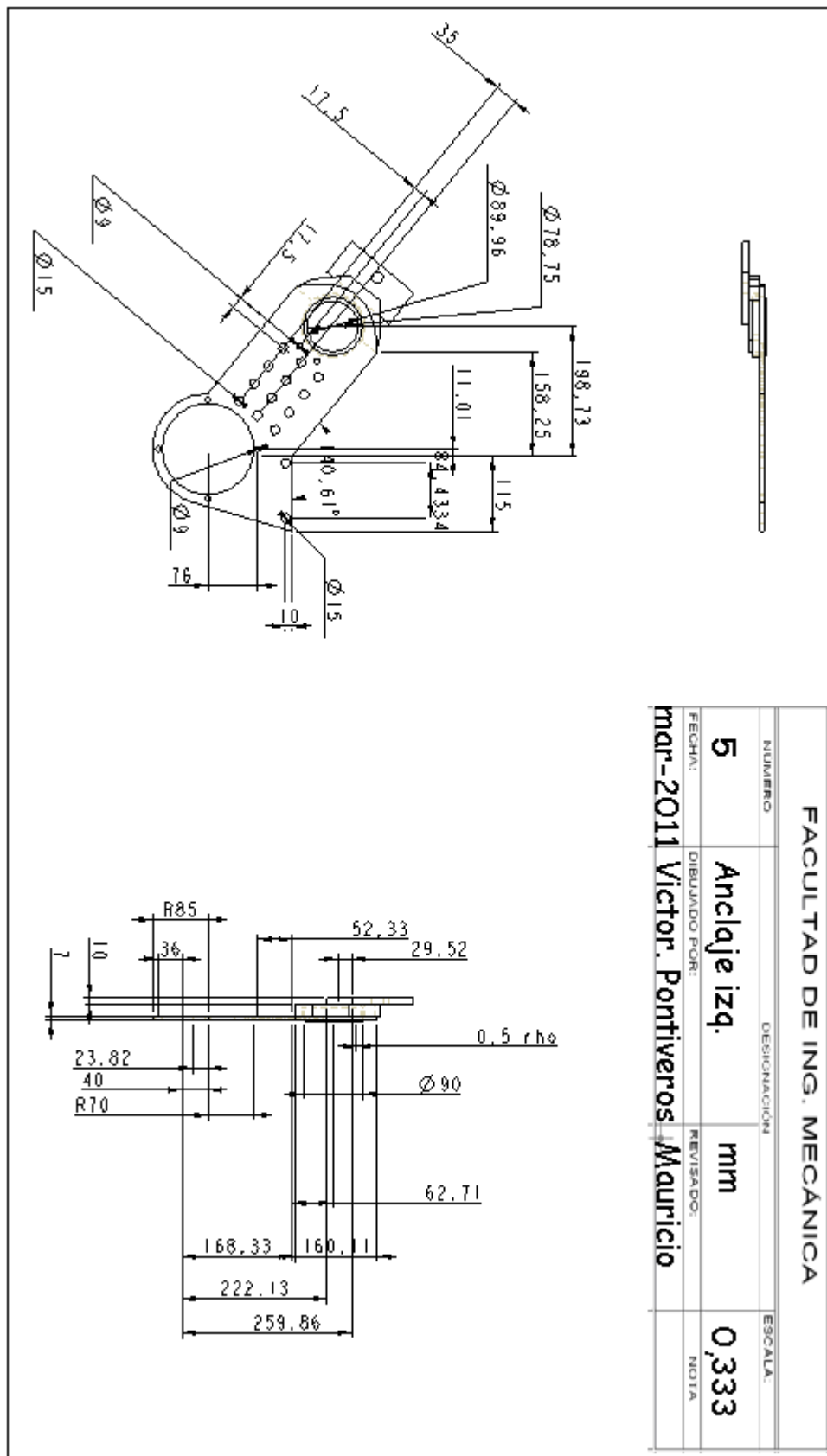


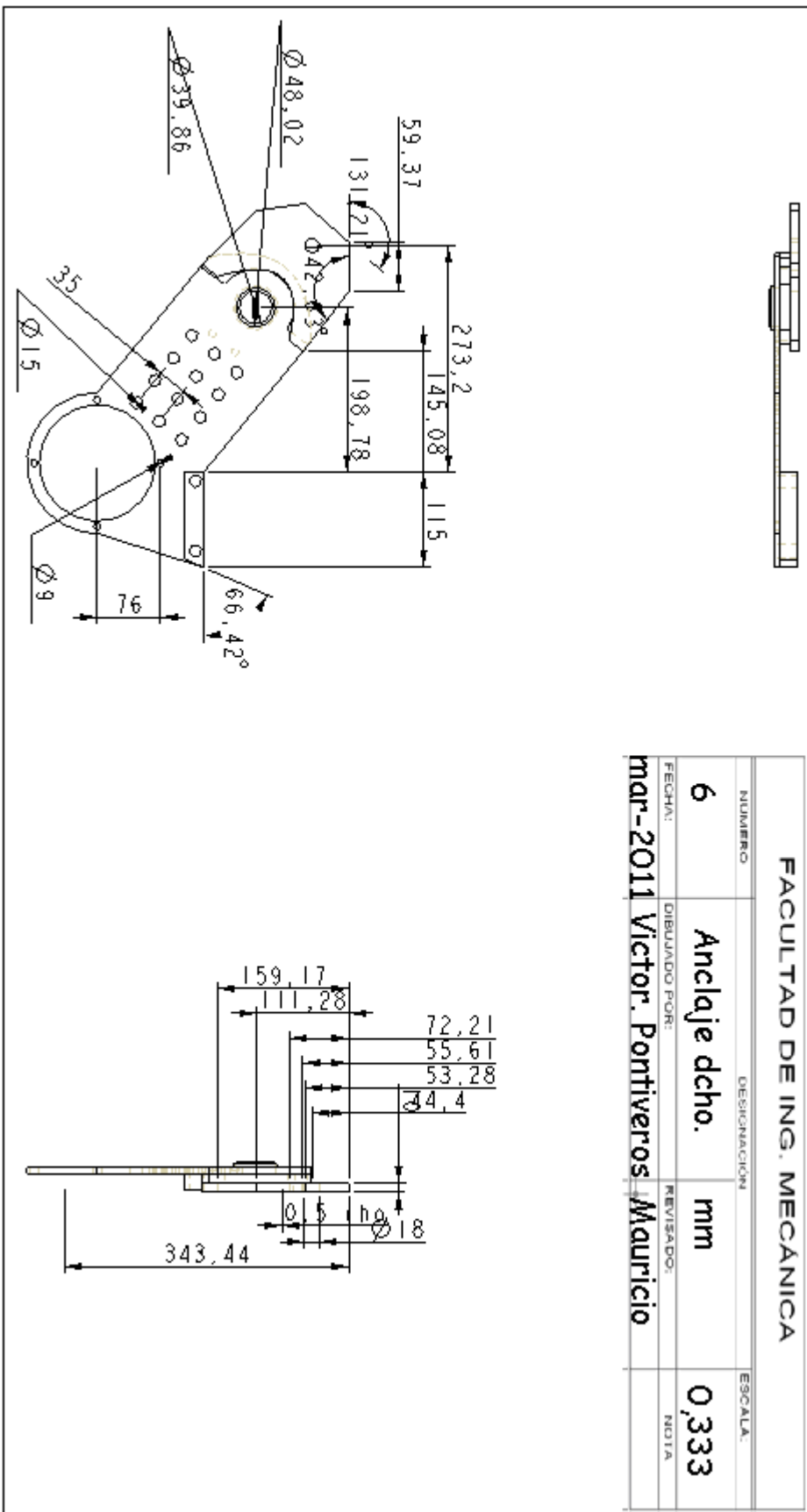
FACULTAD DE ING. MECÁNICA			
NÚMERO	DESIGNACIÓN	ESCALA	
3	Eje motor	mm	0,333
FECHA:	DIBUJADO POR:	REVISADO:	NOTA
mar-2011	Victor. Pontiveros	Mauricio	

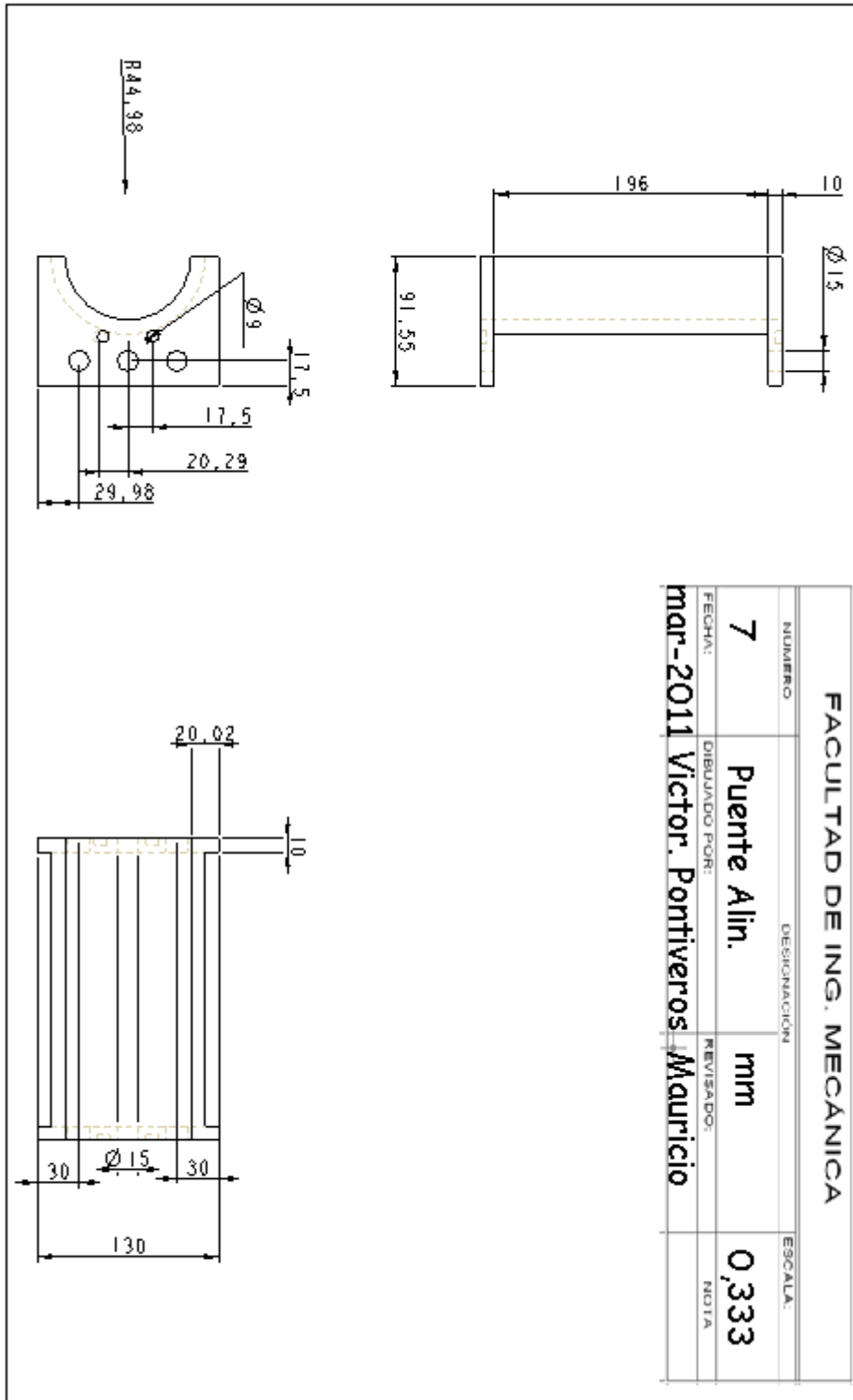



FACULTAD DE ING. MECÁNICA			
NUMERO	DESIGNACIÓN	ESCALA:	
4	Eje auxiliar	mm	0,333
FECHA:	DIBUJADO POR:	REVISADO:	NOTA
mar-2011	Victor. Pontiveros	Mauricio	










		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

14 APENDICE V. Ficha técnica Honda CBF 125cc.

Motor	
Tipo	Monocilíndrico, 4 tiempos, 2 válvulas, SOHC y refrigeración por aire
Cilindrada	124,7 cm ³
Diámetro x carrera	52,4 x 57,8 mm
Relación de compresión	9,2 : 1
Potencia máxima	8,3 kW (11,1 CV) / 8.000 rpm
Par máximo	11,2 Nm / 6.250 rpm
Velocidad de ralentí	1.500 rpm
Capacidad de aceite	1,1 litros
Sistema de combustible	
Carburación	Inyección electrónica PGM-FI
Diámetro de la mariposa	26 mm
Filtro de aire	Tipo lámina sin rizar
Capacidad de combustible	13 litros
Sistema electrónico	
Sistema de encendido	Totalmente transistorizado con control computerizado y avance electrónico
Avance de encendido	10° APMS (ralentí) ~ 49° APMS (5.000 rpm)
Tipo de bujía	UR6DC (MICO); CPR7EA-9 (NGK)
Arranque	Eléctrico
Capacidad de batería	12V / 6AH
Potencia del alternador	170 W
Faros	12V; 35W x 1 (corta) / 35W x 1 (larga)
Tren de transmisión	
Embrague	Multi-disco en baño de aceite con muelles helicoidales
Activación del embrague	Mecánico; por cable
Tipo de transmisión	5 velocidades
Reducción primaria	3,350
Relaciones de cambio	1 3,076
	2 1,944
	3 1,473
	4 1,190
	5 1,038
	6 -
Reducción final	2,625
Transmisión final	Cadena sellada por tóricas

Bastidor	
Tipo	Montura de Diamante; acero
Chasis	
Dimensiones (LxAxAI)	1.955 x 760 x 1.110 mm
Distancia entre ejes	1270 mm
Ángulo de lanzamiento	25° 55'
Avance	89 mm
Radio de giro	2,10 m
Altura del asiento	792 mm
Distancia libre al suelo	173 mm
Peso en orden de marcha	128 kg
Máxima capacidad de carga	180 kg
Peso con carga	308 kg
Suspensión	
Tipo	delantera
	trasera
	Horquilla telescópica de 30 mm, con 115 mm de recorrido de eje
	Convencional con dos amortiguadores ajustables en 3 posiciones de precarga de muelle, 87 mm de recorrido de eje
Ruedas	
Tipo	delantera
	trasera
	Aluminio, 6 palos de sección en U
	Aluminio, 6 palos de sección en U
LLantas	delantera 17M/C x MT1.85
	trasera 17M/C x MT2.15
Neumáticos	delantero 80/10017M/C 46P
	trasero 100/9017M/C 55P
Presión neumáticos	delantero 175 kPa
	trasero 200 kPa
Frenos	
Tipo	delantero
	trasero
	Disco de 240 con pinza de 2 pistones y pastillas de molde de resina
	tambor de 130 mm y simple leva

		 Universidad Carlos III de Madrid
		01 de abril de 2011

15 APENDICE VI. Catálogo de rodamientos KML. Serie NU

Dimensiones del limite (metros)					Rango de carga basica(kN)		Velocidades limite(rpm)		Masa (Kg)	Numero de rodamiento
d	D	B	f _s Minimo	f _{s1} Minimo	Cr	Cor	Grasa	Aceite	(Aproximadamente)	KML
150	225	35	2.1	1.5	202	294	3,000	3,500	4.77	NU1030
120	180	28	2	1.1	139	191	3,800	4,400	2.44	NU1024
130	200	33	2	1.1	172	238	3,400	4,000	3.69	NU1026
140	210	33	2	1.1	176	250	3,200	3,800	4.05	NU1028
100	150	24	1.5	1.1	93.0	126	4,600	5,400	1.45	NU1020
105	160	26	2	1.1	105	142	4,300	5,100	1.84	NU1021
110	170	28	2	1.1	131	174	4,100	4,800	2.33	NU1022
85	130	22	1.1	1	74.5	95.5	5,400	6,300	1.03	NU1017
90	140	24	1.5	1.1	88.0	114	5,100	5,900	1.33	NU1018
95	145	24	1.5	1.1	90.5	120	4,800	5,600	1.4	NU1019
70	110	20	1.1	1	58.5	70.5	6,500	7,600	0.699	NU1014
75	115	20	1.1	1	60.0	74.5	6,100	7,100	0.738	NU1015
80	125	22	1.1	1	72.5	90.5	5,700	6,700	0.98	NU1016
55	90	18	1.1	1	37.5	44.0	8,200	9,700	0.442	NU1011
60	95	18	1.1	1	40.0	48.5	7,500	8,800	0.474	NU1012
65	100	18	1.1	1	41.0	51.0	7,000	8,200	0.485	NU1013
40	68	15	1	0.6	27.3	29.0	11,000	13,000	0.22	NU1008
45	75	16	1	0.6	31.0	34.0	9,900	12,000	0.28	NU1009
50	80	16	1	0.6	32.0	36.0	8,900	11,000	0.295	NU1010
25	47	12	0.6	0.3	15.1	14.1	16,000	19,000	0.092	NU1005